

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análise Paramétrica e Econômica de Trocadores de
Calor Compactos para Turbinas a Gás
Regenerativas**

Autora: Luciana Márcia de Oliveira Melo

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Genésio José Menon

Itajubá
Estado de Minas Gerais
Dezembro de 2010

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análise Paramétrica e Econômica de Trocadores de
Calor Compactos para Turbinas a Gás
Regenerativas**

Autora: Luciana Márcia de Oliveira Melo

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Genésio José Menon

Curso: Doutorado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão de Energia

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutora em Engenharia Mecânica

Itajubá
Estado de Minas Gerais
Dezembro de 2010

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análise Paramétrica e Econômica de Trocadores de
Calor Compactos para Turbinas a Gás
Regenerativas**

Autora: **Luciana Márcia de Oliveira Melo**

Orientador: **Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento**

Co-orientador: **Prof. Dr. Genésio José Menon**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Alcides Padilha

Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon

Prof. Dr. Luiz Antonio Alcântara Pereira

Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento (Orientador)

Prof. Dr. Genésio José Menon (Co-orientador)

Dedicatória

Dedico este trabalho especialmente ao meu marido Rodrigo, pelo apoio integral em todos os momentos.

À tia Regina pelo apoio e incentivo.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por me dar força para vencer mais esta etapa.

Agradeço a minha família por ter proporcionado minha formação.

Agradeço aos professores Marco Antônio e Genésio pela orientação, amizade e confiança.

Aos colegas e amigos do “NEST” pela força, e em especial, à Lucilene pela força e amizade de sempre.

À CAPES pelo apoio financeiro através do programa de bolsas.

Bom mesmo é ir a luta com determinação, abraçar a vida com paixão, perder com classe e vencer com ousadia... Pois o triunfo pertence a quem se atreve.

Charles Chaplin

Resumo

OLIVEIRA, L. M. (2010), *Análise Paramétrica e Econômica de Trocadores de Calor Compactos para Turbinas a Gás Regenerativas*, Itajubá, 149 páginas. Tese - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Neste trabalho foi realizada uma análise paramétrica e econômica de recuperadores para uma microturbina a gás regenerativa de 600 kW.

A primeira etapa do trabalho consistiu em uma comparação das dimensões da matriz com várias superfícies de transferência de calor. As superfícies mais compactas foram usadas para um projeto preliminar. Posteriormente, modificações na geometria da superfície mais compacta foram realizadas visando a análise paramétrica das superfícies através da Dinâmica de Fluido Computacional (CFD), usando o software Ansys CFX 12.

Também foi analisada a influência do tipo de combustível usado na microturbina sobre o projeto do recuperador. Foram realizados os cálculos das dimensões da matriz do recuperador usando dois combustíveis: o gás natural e o gás resultante da gaseificação da biomassa, o *syngas*. Como o *syngas* possui um poder calorífico inferior menor do que o gás natural, sua vazão em massa é muito maior do que a do gás natural. Isso provoca significativas alterações no desempenho e no comportamento da microturbina a gás. Algumas dessas alterações dizem respeito à vazão de ar e dos gases de exaustão, bem como à mudança da composição química desses gases. Essas mudanças, por sua vez, influenciam no projeto de recuperadores das microturbinas.

Para que os resultados obtidos através da utilização do software CFX 12 fossem considerados confiáveis, foi necessário realizar uma validação dos resultados e dos modelos de transferência de calor Total Energy e Thermal Energy. Para isso, utilizou-se um trabalho experimental disponível na literatura.

Portanto, como contribuições desse trabalho, uma metodologia de projeto de trocador de calor compacto para microturbinas, usando gás natural e *syngas* como combustíveis, foi desenvolvida e implementada em um programa em FORTRAN, uma análise paramétrica e econômica das superfícies de transferência de calor compactas foi realizada, bem como um estudo térmico e hidráulico do trocador de calor através da Dinâmica de Fluido Computacional (CFD), usando o software Ansys CFX 12.

Abstract

OLIVEIRA, L. M. (2010), *Análise Paramétrica e Econômica de Trocadores de Calor Compactos para Turbinas a Gás Regenerativas*, Itajubá, 149 páginas. Tese - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

In this work was performed a parametric and economic analysis of recuperators for a gas microturbine of 600 kW.

In the first part of the work was done a comparison of matrix dimensions with various heat transfer surfaces. The surfaces more compact were used for a matrix preliminary design. later, were made some changes in the more compact surface geometry to do a surfaces parametric analysis using the Computational Fluid Dynamic (CFD) with software Ansys CFX 12.

It was also analyzed the fuel type influence of microturbine about the recuperator design. It was done the calculations of recuperator matrix dimensions using two fuels: the natural gas and the syngas. The use of syngas as fuel in regenerative microturbine causes an increase in turbine exhaust mass flow and a change in the gas composition due to a low heat value. As a result, the regenerator changes its design characteristics when compared with the use of natural gas as fuel.

To consider the results of simulations reliable, it was necessary to do a results validation and heat transfer models validation, using a experimental work available in the literature.

Therefore, the contributions this work are: a heat exchanger design methodology of microturbine and development of a program in FORTRAN to design the recuperator matrix, a parametric and economic analysis of compact heat transfer surfaces, the study of flow in the heat exchanger and the calculation of the heat transfer global coefficient of the surfaces with the software CFX.

Sumário

Dedicatória.....	iv
Agradecimentos.....	v
Resumo.....	vii
Abstract.....	viii
Sumário.....	ix
Lista de Figuras.....	xii
Lista de Tabelas.....	xv
Simbologia.....	xvii
Letras Latinas.....	xvii
Letras Gregas.....	xx
Subscritos.....	xxii
Siglas.....	xxiii
Capítulo 1.....	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Justificativa do Trabalho.....	3
1.2 Objetivos do Trabalho.....	5
1.3 Conteúdo do Trabalho.....	5
Capítulo 2.....	7
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1 Turbinas a gás.....	7
2.2 Trocadores de Calor.....	13
2.3 Materiais para Trocadores de Calor de Turbinas a Gás.....	17
2.4 Projeto de Recuperadores para Turbinas a Gás.....	21
2.5 Simulação Numérica.....	24
Capítulo 3.....	30
TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	30
3.1 Introdução.....	30
3.2 Aspectos Básicos de Compactação.....	31
3.3 Trocadores de Calor Compactos Industriais.....	35
3.4 Recuperador Tubular.....	39
3.5 Recuperador Espiral.....	40
3.6 Recuperador Anular.....	41

3.7 Recuperador de Placas Paralelas.....	42
3.8 Superfícies Utilizadas em Recuperadores do Tipo Anular e de Placas	43
3.8.1 Superfície Aletada.....	43
3.8.2 Superfície Primária.....	44
Capítulo 4.....	50
DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	50
4.1 Introdução.....	50
4.2 Equações de Conservação.....	52
4.3 Equações de Conservação de Escoamento em Superfícies Primárias Corrugadas....	53
4.4 Métodos dos Volumes Finitos – O Problema da Condução Unidimensional.....	55
4.5 O Acoplamento Pressão-Velocidade.....	62
4.6 Malhas.....	63
4.7 Modelos de Turbulência.....	64
4.8 Modelos de Duas Equações.....	66
4.9 Equações de Transporte para a Energia Cinética Turbulenta.....	67
4.10 Equações de Transporte para a Taxa de Dissipação Turbulenta.....	70
4.11 Modelos de Duas Equações K- ϵ	72
4.12 Considerações Finais Sobre Modelos de Turbulência.....	73
4.13 Modelos de Variação de Energia no Sistema.....	74
4.14 Condições de Convergência.....	74
Capítulo 5.....	76
METODOLOGIA DE PROJETO DO RECUPERADOR.....	76
5.1 Obtenção da Condições de Operação do Recuperador.....	77
5.2 Obtenção das Propriedades Físicas.....	78
5.2.1 Propriedades Físicas do Ar.....	78
5.2.2 Propriedades Físicas dos Gases de Exaustão.....	79
5.3 Projeto do Recuperador.....	85
Capítulo 6.....	90
ANÁLISE DOS RESULTADOS: PROJETO DA MATRIZ DOS	
RECUPERADORES	90
6.1 Comparação das Superfícies.....	91
6.2 Cálculo dos Parâmetros Geométricos.....	93
6.3 Análise da Variação do Combustível.....	96
6.3.1 Análise da Perda de Carga Total na Matriz.....	97
6.3.2 Análise das Dimensões da Matriz.....	98

	xi
6.3.3 Análise do Custo da Matriz.....	99
6.3.4 Análise do Desempenho Térmico.....	102
6.4 Validação.....	103
6.4.1 Apresentação do Problema.....	103
6.4.2 Análises.....	107
6.5 Análise da Superfície.....	115
6.6 Projeto do Recuperador Melhorado.....	125
Capítulo 7.....	131
CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	131
7.1 Conclusões.....	131
7.2 Contribuições do Trabalho.....	135
7.3 Sugestões para Trabalhos Futuros.....	135
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	136
APÊNDICE A.....	142
A.1 Introdução.....	142
A.2 Convecção.....	143
A.3 Condução.....	147
A.4 Radiação.....	148

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Esquema de uma turbina regenerativa.....	8
Figura 2.2 – Sensibilidade da eficiência da turbina a gás com a efetividade do recuperador (Kang and McKeirnan, 2003).....	9
Figura 2.3 – Matriz de desempenho de microturbinas recuperadas (McDonald, 2000).....	10
Figura 2.4 – Microturbina com recuperador anular (McDonald,2003).....	10
Figura 2.5 – Microturbina com recuperador atrás da turbina (McDonald, 2003).....	11
Figura 2.6 – Esquemas de trocadores de calor para turbinas a gás: a) Recuperador de Placas, b) Regenerador rotativo.....	15
Figura 2.7– Efeito das limitações dos materiais do recuperador no desempenho da microturbina (McDonald, 2003).....	19
Figura 2.8 – Seleção de material em um recuperador de superfície primária de uma microturbina de 100 kW (McDonald, 2003).....	20
Figura 2.9 – Sensibilidade da eficiência da turbina com a perda de carga do recuperador (Kang e McKeirnan, 2003).....	22
Figura 2.10 – Efeito do comprimento no tamanho da passagem (Consultant, 2003).....	23
Figura 2.11 – Perfil de fluxo de calor, em W/m^2 , na placa corrugada: a) $Re=850$, b) $Re=1450$	24
Figura 2.12 – Magnitude da velocidade no plano simétrico do recuperador (Zhang et al., 2006).....	26
Figura 2.13 – Contornos de velocidade (Manzan et al., 2006).....	28
Figura 2.14 – Recuperador utilizado no projeto de turbina a gás (Yakinthos et al., 2006)....	29
Figura 3.1 – Tipos de aletas para PFHE.....	35
Figura 3.2 – Tipos de Superfícies de Trocadores de Calor de Tubo e Aleta.....	36
Figura 3.3 – Seção de um trocador de calor tipo PCHE.....	36
Figura 3.4 – Trocador de calor soldado do tipo <i>Compabloc</i>	37
Figura 3.5 – Placas típicas de trocadores PHE.....	38
Figura 3.6 – Trocador PHE.....	38
Figura 3.7 – Recuperador Tubular Compacto (McDonald, 2003).....	39
Figura 3.8 – Recuperador espiral Rolls Royce (Hesselgreaves, 2001).....	40
Figura 3.9 – Construção básica e configuração do escoamento em um recuperador espiral McDonald (2000).....	41
Figura 3.10 – Recuperador de superfície primária anular (Shah, 2005).....	42
Figura 3.11 – Esquema de um recuperador de placas (tipo caixa) (Utriainen e Sundén, ⁴²	

2002).....	43
Figura 3.12 – Turbina a gás com recuperador de placas.....	43
Figura 3.13 – Recuperador de placa e aleta compacto (McDonald, 2003).....	44
Figura 3.14 – Recuperador de superfície primária (McDonald, 2003).....	45
Figura 3.15 – Superfície primária <i>Cross-Corrugated</i> (Utriainen e Sundén, 2002).....	46
Figura 3.16 – Célula unitária da superfície <i>Cross-Corrugated</i>	47
Figura 3.17 – Superfície <i>Corrugated Undulated Surface</i> (Utriainen e Sundén, 2002).....	48
Figura 3.18 – Célula unitária da superfície <i>Cross Undulated</i>	49
Figura 4.1 – Discretização com Volumes inteiros na Fronteira.....	55
Figura 4.2 – Funções de Interpolação no Tempo.....	58
Figura 4.3 – Volume elementar para o problema da condução bidimensional.....	59
Figura 4.4 – Volume elementar para o problema da condução tridimensional.....	59
Figura 4.5 – Tipos de malhas.....	63
Figura 6.1 – Diagrama de <i>Volume Goodness</i>	92
Figura 6.2 – Diagrama de <i>Area Goodness</i>	93
Figura 6.3 – Recuperador <i>Cube-Shaped</i>	94
Figura 6.4 – Recuperador Anular.....	94
Figura 6.5 – Perda de carga total na matriz do recuperador: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60.....	97
Figura 6.6 – Volume da matriz do recuperador: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60.....	98
Figura 6.7 – Dimensões da matriz para superfície CC2.2-75: a) Comprimento, b) Largura.....	99
Figura 6.8 – Dimensões da matriz para superfície CC2.2-60: a) Comprimento, b) Largura.....	99
Figura 6.9 – Peso da matriz do recuperador: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60.....	101
Figura 6.10 – Custo da matriz do recuperador considerando uma perda de carga total de 3%: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60.....	101
Figura 6.11 – Coeficiente global de transferência de calor da matriz para: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60.....	102
Figura 6.12 – Túnel de vento original (Stasiek et al., 1996).....	104
Figura 6.13 – Geometria <i>Cross-Corrugated</i>	104
Figura 6.14 – Esquema do canal de teste.....	105
Figura 6.15 – Modelo Simulado. (a) Placa superior, (b) Placa inferior.....	106
Figura 6.16 – Perfil do escoamento entre as placas corrugadas para $Re=580$	108
Figura 6.17 – Malha usada na simulação. (a) Canal malhado, (b) detalhe do refinamento.....	109

da malha.....	
Figura 6.18 – Diferença absoluta entre os valores de Nu obtidos através de simulações e experimentalmente para três tamanhos de malhas.....	111
Figura 6.19 – Desvio nos valores de Nu calculados pelas simulações e obtidos experimentalmente.....	112
Figura 6.20 – Contorno de temperatura no plano longitudinal do canal para $Re=580$	113
Figura 6.21 – Contornos de velocidade em um plano longitudinal do canal para $Re=580$	113
Figura 6.22 – Desvio nos valores de f calculados pelas simulações e obtidos experimentalmente.....	114
Figura 6.23 – Comparação entre Nu das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-30.....	116
Figura 6.24 – Comparação entre Nu das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-85.....	116
Figura 6.25 – Contornos de velocidade em um plano longitudinal para $re=500$. (a) Superfície CC2.2-75, (b) Superfície CC2.2-30, (C) Superfície CC2.2-85.....	117
Figura 6.26 – Perfil de escoamento para as três superfícies consideradas: (a) Superfície CC2.2-75, (b) CC2.2-30, (C) CC2.2-85.....	119
Figura 6.27 – Contornos de temperatura em um plano longitudinal para $re=500$. (a) Superfície CC2.2-75, (b) Superfície CC2.2-30, (C) Superfície CC2.2-85.....	121
Figura 6.28 – Contornos de temperatura em um plano longitudinal para $re=900$. (a) Superfície CC2.2-75, (b) Superfície CC2.2-30, (C) Superfície CC2.2-85.....	122
Figura 6.29 – Contornos de temperatura em planos longitudinais para a superfície CC2.2-30 e $Re=500$. (a) $x=0,32$ m, (b) $x=0,12$ m.....	123
Figura 6.30 – Comparação entre f das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-30.....	124
Figura 6.31 – Comparação entre f das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-85.....	124
Figura 6.32 – Volume do recuperador: (a) gás natural, (b) <i>syngas</i>	127
Figura 6.33 – Largura do recuperador; (a) gás natural, (b) <i>syngas</i>	127
Figura 6.34 – Comprimento do recuperador; (a) gás natural, (b) <i>syngas</i>	128
Figura 6.35 – Comprimento do recuperador; (a) gás natural, (b) <i>syngas</i>	128
Figura 6.36 – Custo da matriz do recuperador usando a superfície CC2.2-30.....	129
Figura 6.37 – Custo da matriz do recuperador usando a superfície CC2.2-75.....	129
Figura 6.38 – Custo da matriz do recuperador usando a superfície CC2.2-85.....	129
Figura A.1 – Desenvolvimento da camada limite em placa plana.....	144

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Comparação de emissões típicas de algumas tecnologias (Nascimento, 2010).....	1
Tabela 2.1 – Requerimentos de recuperador para microturbina.....	12
Tabela 3.1 – Quantidades geométricas principais da superfície CC.....	47
Tabela 3.2 – Quantidades geométricas principais da superfície CU.....	49
Tabela 5.1 – Parâmetros de entrada do <i>Gate Cycle</i>	77
Tabela 5.2 – Condições de operação do recuperador no ponto de Projeto.....	78
Tabela 5.3 – Composição química e poderes caloríficos inferiores dos combustíveis.....	79
Tabela 5.4 – Frações molares dos componentes dos combustíveis.....	80
Tabela 5.5 – Variação de \bar{c}_p com a temperatura para gases selecionados.....	82
Tabela 5.6 – Dados geométricos das superfícies.....	85
Tabela 5.7 – Coeficientes das correlações para Nu e f das superfícies usadas.....	86
Tabela 6.1 – Parâmetros de projeto da matriz considerando gás natural como combustível	95
Tabela 6.2 – Parâmetros de projeto da matriz considerando o <i>syngas</i> como combustível.....	95
Tabela 6.3 – Largura e comprimento de matrizes na literatura.....	95
Tabela 6.4 – Composição química e poderes caloríficos inferiores dos combustíveis.....	96
Tabela 6.5 – Frações molares dos componentes dos combustíveis.....	96
Tabela 6.6 – Vazões em massa de ar, de gás e de combustível.....	97
Tabela 6.7 – Custos da matriz do recuperador.....	100
Tabela 6.8 – Geometrias testadas.....	104
Tabela 6.9 – Condições de contorno.....	107
Tabela 6.10 – Características principais das malhas testadas para Re=580.....	110
Tabela 6.11 – Características principais das malhas testadas para Re=720.....	110
Tabela 6.12 – Características principais das malhas testadas para Re=1700.....	110
Tabela 6.13 – Características principais das malhas testadas para Re=2000.....	110
Tabela 6.14 – Características principais das malhas testadas para Re=2900.....	111
Tabela 6.15 – Características principais das malhas testadas para Re=3300.....	111
Tabela 6.16 – Variações da superfície CC2.2-75.....	115
Tabela 6.17 – Correlação entre Nu e Re para as superfícies estudadas.....	125
Tabela 6.18 – Correlação entre Nu e Re para as superfícies estudadas.....	126
Tabela 6.19 – Parâmetros de projeto da matriz considerando gás natural como combustível	126

Tabela 6.20 – Parâmetros de projeto da matriz considerando o gás da biomassa como combustível.....126

Simbologia

Letras Latinas

A	Área normal à direção do fluxo [m^2];
A_{ar}	Área frontal de passagem do ar [m^2];
A_C	Área da seção transversal [m^2];
A_{front}	Área frontal da matriz [m^2];
A_{gas}	Área frontal de passagem do gás [m^2];
A_s	Área da superfície de transferência de calor;
A_{tot}	Área total de transferência de calor [m^2];
B	Largura da matriz [m];
C	Índice de compactação [m^2/m^3]
C_{par}	Calor específico do ar [];
C_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kgK];
\bar{c}_p	Calor específico a pressão constante da mistura de gases na base molar em [kJ/kmolK];
$\bar{c}_{p,i}$	Calor específico a pressão constante na base molar do componente i da mistura de gases [kJ/kmolK];
C_1	Coefficiente da correlação de Nu com Re;
C_2	Coefficiente da correlação de Nu com Re;
C_3	Coefficiente da correlação de f com Re;
C_4	Coefficiente da correlação de f com Re;
De	Diâmetro externo da matriz [m];
D_i	Diâmetro interno da matriz [m];
Dh	Diâmetro hidráulico [m];
E_b	Emitância do corpo negro
E_{ij}	Eficiência com que o momento é transferido;
f	Fator de atrito Fanning;
G	Velocidade mássica [kg/m^2s];
H	Altura externa da corrugação [mm];
h	Coefficiente de transferência de calor [W/m^2K];
h_{ar}	Coefficiente convectivo do lado do ar [W/m^2K];
H_{gas}	Coefficiente convectivo do lado do gás [W/m^2K];
H_i	Altura interna da corrugação ($H_i=H-s$) [mm];

j	Fator adimensional de Colburn;
k	Condutividade térmica [W/mK];
k_{ar}	Condutividade térmica do ar em [W/mK];
K_{Ar}	Condutividade térmica do Argônio [W/mK];
K_{CO_2}	Condutividade térmica do CO ₂ [W/mK];
K_{H_2O}	Condutividade térmica da água [W/mK];
k_i	Condutividade térmica do componente i da mistura de gases [W/mK];
K_{N_2}	Condutividade térmica da N ₂ [W/mK];
K_{O_2}	Condutividade térmica do O ₂ [W/mK];
K_w	Condutividade térmica do material da parede [W/mK];
L	Comprimento da matriz [m]; Tamanho do fluido (comprimento característico) no cálculo do Re; Espessura de uma camada de fluido; Comprimento do escoamento;
M	Peso molecular da mistura [kg/kmol];
m_i	Fração de momento de cada componente da mistura de gases;
M_i	Peso molecular do componente i da mistura;
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s];
Nu	Número de Nusselt;
N_p	Número de placas da matriz;
P	Passo da corrugação [mm];
P_{ar}	Pressão de entrada do ar no recuperador [Pa];
P_c	Pressão crítica [Pa];
P_{gas}	Pressão de saída do gás do recuperador [Pa];
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor total transferido na matriz [kW];
q_{abs}	Energia absorvida pelo corpo real [W/m ²];
q_{inc}	Fluxo de radiação que incide num corpo negro [kW/m ²];
Q_x	Taxa de calor no sentido positivo do eixo x (kW).
q_w	Taxa de fluxo de calor médio na parede [kW/m ²]; Fluxo de calor no sentido positivo do eixo x (kW/m ²).
\dot{Q}	Taxa específica de transferência de calor [kW/kg];
\bar{R}	Constante universal dos gases $\bar{R} = 8,314$ [kJ/kmolK]

Re	Número de Reynolds
R^2	Coefficiente de determinação, que compara os valores estimados pela equação de regressão e os valores reais;
s	Espessura da placa [mm];
S	Área da superfície da célula unitária [m ²];
St	Número de Stanton;
T	Temperatura [K]; Temperatura do fluido [K];
T_b	Temperatura da parede externa da placa superior do canal usado na validação [°C];
T_c	Temperatura crítica [K];
T_{ear}	Temperatura de entrada do ar [K];
T_{egas}	Temperatura de entrada do gás no recuperador [K];
T_f	Temperatura do ar [°C];
T_{mgas}	Temperatura média do gás [K];
T_{mar}	Temperatura média do ar [K];
T_r	Temperatura reduzida;
T_{sar}	Temperatura de saída do ar [K];
T_{sgas}	Temperatura de saída do gás do recuperador [K];
\bar{T}_w	Temperatura média da parede interna do tubo [°C];
T_w	Temperatura da superfície quente [K]; Temperatura da parede interna do canal usado na validação [°C];
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² K];
u	Velocidade média [m/s];
V	Velocidade do fluido [m/s] Volume interno (volume delineado pela superfície de transferência de calor) [m ³]. Volume total [m ³]; Volume da matriz [m ³]; Vazão volumétrica [m ³ /s];
V_s	Volume da célula unitária [m ³];
y_i	Fração molar do componente <i>i</i> da mistura;
W	Peso da matriz [kgf];
W_{ar}	Velocidade no lado do ar [m/s];
W_{gas}	Velocidade no lado do gás [m/s];

Letras Gregas

α	Poder de absorção do corpo real. Coeficiente da equação de variação de \bar{c}_p com a temperatura alguns gases;
β	Coeficiente da equação de variação de \bar{c}_p com a temperatura alguns gases;
ΔT	Diferença de temperatura de referência [K];
ΔP	Perda de carga [Pa];
ΔP_{ar}	Perda de carga do lado do ar [Pa];
ΔP_{gas}	Perda de carga do lado do gás [Pa];
$\bar{\Delta P}_{total}$	Perda de carga total na matriz;
δ	Coeficiente da equação de variação de \bar{c}_p com a temperatura alguns gases;
δt	Espessura total da placa do canal usado na validação [mm];
ε	Energia dissipada pela turbulência [J]; Emissividade do meio pela Lei de Radiação de Stefan-Boltzmann para o Corpo Negro [W/m^2]; Coeficiente da equação de variação de \bar{c}_p com a temperatura alguns gases;
κ	Constante de Von Karman para o modelo de turbulência SST;
λ_f	Condutividade térmica do fluido [W/mk];
λ_τ	Condutividade térmica do material da parede usado na validação [W/mk];
μ	Viscosidade dinâmica [kg/m.s]; Viscosidade dinâmica da mistura de gases [kg/ms];
μ_{Ar}	Viscosidade dinâmica do Argônio [cP];
μ_{CO_2}	Viscosidade dinâmica do CO ₂ [cP];
μ_{H_2O}	Viscosidade dinâmica da água [cP];
μ_{N_2}	Viscosidade dinâmica do N ₂ [cP];
μ_{O_2}	Viscosidade dinâmica do O ₂ [cP];
μ_T	Viscosidade dinâmica devido à turbulência;
ν	Viscosidade cinemática [m^2/s] Viscosidade cinemática do ar [m^2/s]; Volume específico da mistura [m^3/kg];
$\bar{\nu}$	Volume específico da mistura de gases na base molar [$m^3/kmol$];
θ	Ângulo entre a direção principal do escoamento e a direção da corrugação;

ρ	Massa específica do fluido [kg/m^3]; Massa específica da mistura [kg/m^3];
ρ_{mat}	Massa específica do material da matriz [kg/m^3];
ρ_{ar}	Massa específica do ar [kg/m^3];
ρ_{g}	Massa específica do componente dos gases de exaustão [kg/m^3];
σ	Constante de Stefan Boltzmann e igual a $5.6705119 \cdot 10^{-8}$ [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$]; Porosidade da matriz;
γ	Coeficiente da equação de variação de \bar{c}_p com a temperatura;

Subscritos

ar	Relativo a ar atmosférico;
Ar	Relativo ao Argônio;
CO ₂	Relativo ao gás carbônico;
gas	Relativo ao gás;
i	Relativo ao componente i da mistura;
f	Relativo ao fluido;
H ₂ O	Relativo à água;
N ₂	Relativo ao nitrogênio;
O ₂	Relativo ao oxigênio.

Siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CC	Cross-Corrugated Surface
CFD	Computational Fluid Dynamic
NTU	Number of Transfer Units;
GLP	Gás Liquefeito do Petróleo
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
MDF	Método de Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método de Volume Finito
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCHE	Printed Circuit Heat Exchanger
PHE	Plate and Frame Heat Exchangers
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear Stress Model

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

No estudo das microturbinas regenerativas, o desenvolvimento de trocadores de calor compactos é mandatório para que alta eficiência térmica, por volta de 30%, seja obtida.

As microturbinas a gás são turbinas pequenas, com potências variando, em geral, de 20 a 300 kW (Watts, 1999), (Sanders, 1998), apesar de algumas microturbinas apresentarem potência superior a esse limite chegando a 1000 kW. Além de potência reduzida, as microturbinas diferem-se das turbinas convencionais por outras características como, por exemplo, baixas razões de pressão, turbina radial e rotação variável.

Nos últimos anos a pesquisa e desenvolvimento de microturbinas a gás tem se intensificado devido às boas perspectivas desta tecnologia para geração distribuída de eletricidade. Características tais como alta confiabilidade, relativa simplicidade de projeto (número reduzido de partes móveis), compactação, fácil instalação e manutenção, baixas emissões, como mostra a Tabela 1.1, e flexibilidade de combustíveis fazem com que essa tecnologia se destaque entre as opções para a Geração Distribuída.

Tabela 1.1 – Comparação de emissões típicas de algumas tecnologias (Nascimento, 2010)

Tecnologia	Limite de Potência	Emissões de NO_x
Motores a gás	30 kW - 20 MW	250 ppm – 3000 ppm
Turbinas a gás (médio porte)	500 kW – 150 MW	35 ppm – 50 ppm
Microturbinas a gás	30 kW – 100 kW	< 9 ppm

As microturbinas podem ser regenerativas, em que um trocador de calor recupera o calor dos gases de exaustão, elevando a temperatura do ar na entrada da câmara de combustão. O trocador de calor, nesse caso, pode ser um regenerador rotativo ou um recuperador de placas.

O uso do trocador de calor com alta efetividade reduz o consumo de combustível, permitindo um aumento na eficiência do ciclo e reduzindo as emissões. O aumento da efetividade do trocador de calor está inteiramente ligado com o aumento da sua área de transferência de calor. No entanto, um trocador de calor para integrar o ciclo regenerativo deve ser extremamente compacto. Portanto, no projeto de microturbinas regenerativas, a pesquisa e o desenvolvimento de trocadores de calor são de fundamental importância.

Portanto, levando em consideração a importância do projeto de trocador de calor para o desempenho da microturbina, o presente trabalho visa realizar uma análise paramétrica e econômica de trocadores de calor compactos para turbinas a gás regenerativas, usando como um estudo de caso o projeto de uma microturbina de 600 kW. Para tanto, superfícies de transferência de calor extremamente compactas foram estudadas, uma metodologia de projeto de trocador de calor para microturbinas foi implementada em um programa em FORTRAN e análises do escoamento dentro do trocador de calor, bem como o cálculo do coeficiente de transferência de calor médio das superfícies de transferência de calor foram realizados através da Dinâmica de Fluido Computacional (CFD), usando o software Ansys CFX 12.

Para que os resultados obtidos através da utilização do software CFX fossem considerados confiáveis, foi necessário realizar uma validação dos mesmos, bem como dos modelos de transferência de calor (*Total Energy e Thermal Energy*). Para isso, utilizou-se um trabalho experimental disponível na literatura (Stasiak et al, 1996).

Assim, as contribuições desse trabalho foram: o desenvolvimento de uma metodologia para projeto de matrizes de recuperadores compactos para microturbinas a gás regenerativas, usando superfícies de transferência de calor compactas, de alta eficiência de troca de calor e, relativamente, baixa perda de carga; a análise das características térmicas e hidráulicas de superfícies de transferência de calor não disponíveis na literatura, através de simulações numéricas, usando o software CFX; a análise da influência do uso dos combustíveis gás natural e *syngas* sobre o projeto do recuperador e a verificação de que o CFD é uma ferramenta adequada para o estudo e o desenvolvimento de recuperadores compactos de superfícies complexas.

Com a realização desse trabalho foi possível publicar os seguintes artigos em congressos internacionais:

- Oliveira, L.M., Nascimento, M.A.R., Menon, G.J. The Thermal Impact of Using Syngas as Fuel in the Regenerator of Regenerative Gas Turbine Engine.

Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009
June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA.

- Oliveira, L.M., Nascimento, M.A.R., Menon, G.J. The Impact of Using Syngas as Fuel in Design of the Recuperator of a Regenerative Gas Turbine Engine. 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, August 31 – September 3, 2009, Foz do Iguaçu, Paraná, Brazil.

O primeiro artigo citado foi escolhido para ser publicado no Periódico *International Journal of Engineering for Gas Turbine and Power* da ASME e foi publicado em junho de 2010 com a referência:

- Oliveira, L.M., Nascimento, M.A.R., Menon, G.J. The Thermal Impact of Using Syngas as Fuel in the Regenerator of Regenerative Gas Turbine Engine. *International Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*. V 132, Jun 2010.

1.1 JUSTIFICATIVAS DO TRABALHO

No Brasil, juntamente com outras fontes de energia, como por exemplo, eólica, solar e de biomassa, o uso de microturbinas a gás têm sido alvo de grande interesse.

Com o esgotamento dos melhores potenciais hidráulicos do país e a construção do gasoduto Brasil-Bolívia, o gás natural tornou-se uma opção importante para a necessária expansão da capacidade de geração de energia elétrica através de usinas termelétricas. Segundo a ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica, junto ao setor elétrico, o uso mais generalizado do gás natural tem ocorrido somente nos últimos 15 ou 20 anos.

As usinas termelétricas passaram a ganhar força no país, principalmente em virtude da evolução tecnológica, do crescimento da malha de gasodutos e da maior facilidade em se adquirir o gás natural, combustível principal desse tipo de unidade geradora. A geração termelétrica tem-se mostrado cada vez mais viável, sobretudo em termos de custos de transmissão, uma vez que as usinas termelétricas têm a possibilidade de serem instaladas mais próximas dos locais demandantes de energia elétrica, como por exemplo, pólos industriais.

Em relação ao custo da geração termelétrica, há de se considerar que o custo mais relevante é o do combustível utilizado, que pode ser carvão, óleo combustível ou diesel, biomassa e/ou gás. Neste último caso, a inclusão do gás natural na matriz energética nacional, conjugada com a necessidade de expansão do parque gerador de energia elétrica, o

esgotamento dos melhores potenciais hidráulicos do país e, sobretudo, os custos competitivos deste combustível frente aos demais, tem despertado o interesse de analistas e empreendedores em ampliar o seu uso na geração termelétrica (ANEEL, 2008).

Em relação às emissões, a cada dia que passa, os órgãos ambientais estão com regulamentações mais rigorosas sobre as emissões de NO_x , CO e material particulado, fazendo desta limitação um ponto muito importante a ser explorado. Vale lembrar que o uso do trocador de calor para aquecer o ar na entrada da câmara de combustão da microturbina, permite a redução da quantidade de combustível utilizado e, portanto, permite também a redução das emissões.

O projeto do trocador de calor leva em consideração o uso de superfícies de transferência de calor extremamente compactas e de geometrias complexas. Os canais formados por essas superfícies contêm um escoamento complexo, capaz de promover altas taxas de transferência de calor e o desempenho da troca de calor é influenciado pelos vários parâmetros geométricos das superfícies. No entanto, um estudo experimental da influência desses parâmetros sobre o desempenho do trocador de calor levaria a um número grande de experimentos, além do alto custo de fabricação dos protótipos. Portanto, uma alternativa para a análise do escoamento dentro dos canais e das características térmicas das superfícies de transferência de calor é o uso de simulações numéricas, que permite que este estudo seja viável, eficiente e com menor custo.

Uma técnica de análise que vem sendo largamente utilizada em diversas áreas, inclusive em projetos de trocadores de calor, é a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), capaz de melhorar produtos que já estão no mercado, como também idealizar novos produtos, mais eficientes e exigindo um número reduzido de testes experimentais. Esta metodologia geralmente é baseada nos métodos numéricos do tipo diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. Para se conseguir bons resultados, utilizando a Dinâmica de Fluido Computacional, deve-se ter equipamentos robustos, além de pessoal capacitado.

À medida que as pesquisas evoluem, modelos matemáticos mais robustos e computadores mais rápidos são desenvolvidos, permitindo estudar superfícies de transferência de calor mais eficientes, com baixas perdas de carga e a um baixo custo. Por este caminho é possível melhorar os processos e desenvolver novas tecnologias para os trocadores de calor.

No Brasil, a utilização da Dinâmica de Fluido Computacional aplicada a projetos de componentes de microturbinas a gás ainda é recente. Por isso, uma exploração dos vários recursos que essa ferramenta oferece, juntamente com o melhor conhecimento das variáveis envolvidas no projeto de trocadores de calor, é de grande importância para o desenvolvimento tecnológico de microturbinas regenerativas no país.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

O objetivo principal deste trabalho é realizar uma análise paramétrica e econômica de trocadores de calor compactos para turbinas a gás regenerativas, usando como um estudo de caso o projeto de uma microturbina de 600 kW.

Para que esse objetivo fosse atingido, foi necessário atingir também outros objetivos secundários, que são descritos abaixo:

- 1) Levantar os tipos de trocadores de calor adequados para turbinas a gás regenerativas;
- 2) Levantar os tipos superfícies de transferência de calor mais adequadas ao projeto de trocador de calor para microturbinas a gás regenerativas;
- 3) Desenvolver uma metodologia de cálculo do trocador de calor e implementá-lo em um programa em FORTRAN;
- 4) Realizar um pré-projeto do recuperador usando o programa desenvolvido e superfícies de transferência de calor disponíveis na literatura;
- 5) Aprender a usar o software CFX aplicado ao escoamento em trocadores de calor compactos para microturbinas;
- 6) Melhorar o projeto, realizando modificações nas superfícies de transferência de calor e usando o método de CFD (Computacional fluid Dynamic) através do software CFX;
- 7) Obter as características de térmicas e hidráulicas das superfícies modificadas através do uso do método de CFD.

1.3 CONTEÚDO DO TRABALHO

O presente trabalho apresenta uma sequência de capítulos, que visa um melhor entendimento da teoria específica estudada e das simulações realizadas.

No capítulo 1 é apresentada uma introdução ao assunto estudado, identificando as principais características das microturbinas regenerativas. Além disso, é mostrada a necessidade do estudo de trocadores de calor para microturbinas regenerativas e como este estudo pode ser realizado, através de simulações numéricas.

No capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica sobre as microturbinas a gás regenerativas, sobre os tipos de trocadores de calor e sobre os materiais de trocadores de calor para microturbinas regenerativas, além de projetos de recuperadores para microturbinas e a

utilização de métodos numéricos para a análise de trocadores de calor, identificando o que já foi estudado, os problemas encontrados e possíveis soluções para esses problemas.

No capítulo 3 é apresentada, brevemente, os tipos e características de trocadores de calor compactos. Nesse capítulo, são levantadas as superfícies de transferência de calor que podem ser usadas no projeto do trocador de calor, tendo como meta altas taxas de transferência de calor e baixas perdas de carga.

No capítulo 4, busca-se apresentar os principais conceitos da Dinâmica de Fluido Computacional (CFD). Apresenta-se o método de volumes finitos, as equações de conservação, os tipos de malhas, condições de contorno entre outros conceitos necessários para o embasamento das simulações.

No capítulo 5 é apresentada a metodologia para cálculo do trocador de calor. Apresenta-se também a metodologia para a obtenção das condições de operação do recuperador e as equações usadas no cálculo das propriedades físicas do ar e dos gases de exaustão.

No capítulo 6 apresenta-se, inicialmente, uma comparação do projeto da matriz com várias superfícies de transferência de calor. As superfícies mais compactas são usadas para o projeto preliminar da matriz, calculando os parâmetros geométricos e analisando o uso dos dois combustíveis considerados, gás natural e *syngas*. Nesse capítulo também são realizadas simulações numéricas com o objetivo com o intuito de prever melhorias nas características térmicas das superfícies de transferências de calor e de levantar a influência da variação geométrica da superfície sobre o desempenho de transferência de calor dessas superfícies.

No capítulo 7 são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Trocadores de calor, principalmente recuperadores, melhoram consideravelmente a eficiência do ciclo de turbina a gás. No passado o uso de recuperadores era limitado devido a vários fatores, como baixa eficiência térmica, falta de habilidade para prevenir e consertar vazamentos e grandes volumes e altos pesos dos equipamentos. Atualmente, as tecnologias de projeto de recuperadores para turbinas a gás permitem projetar recuperadores altamente eficientes, compactos e confiáveis.

Baseado na atual literatura de recuperadores para turbinas a gás, este capítulo aborda assuntos relacionados às características das turbinas a gás regenerativas, aos tipos de recuperadores e de superfícies de transferência de calor que mais se adequam aos requerimentos de projeto de recuperadores compactos, aos materiais para construção, aos aspectos de projeto, além do uso de CFD para previsão do desempenho térmico e hidráulico de recuperadores para turbinas a gás.

2.1 TURBINAS A GÁS REGENERATIVAS

Atualmente a energia elétrica consumida no mundo é gerada principalmente em plantas de potência térmica (usando carvão, óleo ou gás natural como combustível), hidráulica ou nuclear. Nesses casos, há grandes quantidades de potência gerada. No entanto, existe uma

necessidade de geração de energia de pequena potência, para ser utilizada, por exemplo, em áreas remotas, onde a distribuição de energia através das grandes redes é dificultada pela localização, ou em situações onde o fornecimento não pode ficar vulnerável às possíveis interrupções das grandes centrais de geração de energia. Por essas e por outras razões, a geração distribuída tem sido cada vez mais difundida (Shah, 2005).

Os equipamentos mais comuns na geração distribuída têm sido os acionadores primários como o Motor Diesel e a Microturbina. Mas, atualmente, a microturbina tem aumentado sua participação na disputa com o motor Diesel, uma vez que a primeira é compacta e requer menos manutenção que o último (Shah, 2005).

A microturbina pode ser sem recuperação de calor, apresentando uma eficiência em torno de 20%, ou, pode ser regenerativa, ou seja, com recuperação de calor. A Figura 2.1 mostra o esquema de uma turbina regenerativa.

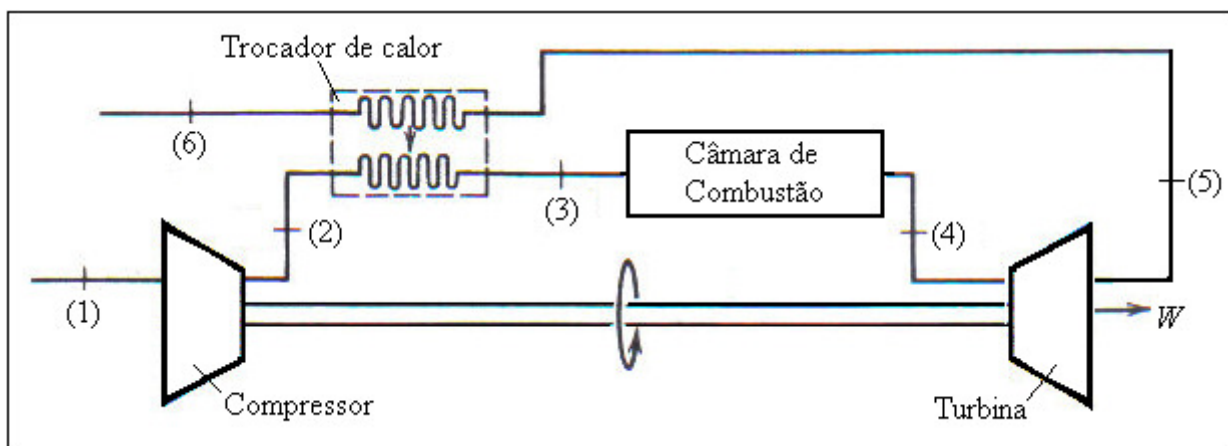


Figura 2.1 - Esquema de uma turbina regenerativa

Como pode ser visto na Figura 2.1, o trocador de calor recupera o calor dos gases de exaustão a fim de elevar a temperatura do ar fornecido à câmara de combustão. Dessa forma, o consumo de combustível é reduzido, resultando em uma eficiência maior, entre 25 e 30%. Além disso, a redução no consumo é refletida na redução de poluentes, que, atualmente, é um dos mais importantes requerimentos de projeto.

Portanto, a adição de um equipamento para transferir a energia dos gases quentes provenientes da exaustão da turbina para o ar na saída do compressor é de suma importância na melhoria da eficiência térmica da turbina a gás. McDonald and Wilson (1997) afirmam que avanços significativos nas turbinas a gás foram obtidos nas últimas décadas pelo aumento da temperatura de entrada da turbina, através da adição de um trocador de calor, além de avanços na tecnologia de novas ligas metálicas e de materiais cerâmicos, e da tecnologia de resfriamento.

A Figura 2.2 mostra a sensibilidade da eficiência de uma microturbina de 200 kW com a efetividade do recuperador. Nota-se que quanto maior a efetividade do trocador de calor, maior será a eficiência da turbina a gás. Portanto, o desenvolvimento de trocadores de calor, com alta efetividade, é essencial no projeto de turbinas a gás para eficiência térmica elevada.

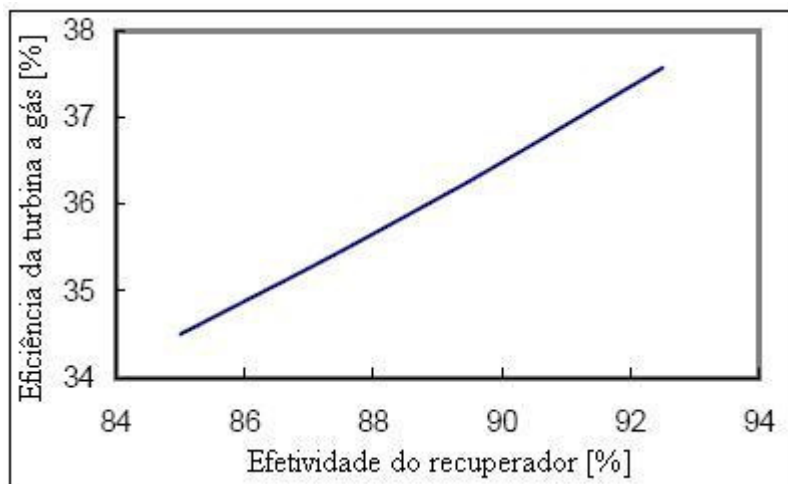


Figura 2.2 - Sensibilidade da eficiência da turbina a gás com a efetividade do recuperador (Kang and McKeirnan, 2003)

As primeiras microturbinas foram projetadas com níveis baixos de relação de pressão e com modestas temperaturas de entrada na turbina, o que resultava em eficiências menores que 20% para turbogeradores de potência acima de 100 kW. Para máquinas pequenas, a meta de avançar além desses níveis de desempenho só é possível, conforme já comentado, através de ciclos termodinâmicos mais complexos, os quais incluem altas temperaturas de entrada na turbina. Portanto, avanços no desempenho de turbinas a gás têm um impacto significativo na tecnologia e custo de recuperadores (McDonald, 2003).

No campo de trocadores de calor compactos, segundo (McDonald, 2003), uma geometria da superfície de transferência de calor muito eficiente tem sido buscada nas últimas décadas, e melhoramentos ainda podem ser obtidos utilizando métodos numéricos. Além disso, processos de fabricação automatizados para a produção de recuperadores para microturbinas são utilizados e desenvolvimentos que permitam operação com alta temperatura são focalizados principalmente na área de materiais. Segundo Shah (2005), seria possível obter uma microturbina com eficiência de 50% usando um recuperador cerâmico com efetividade de 95% e temperatura de entrada na turbina por volta de 1750 °C, conforme mostra a Figura 2.3.

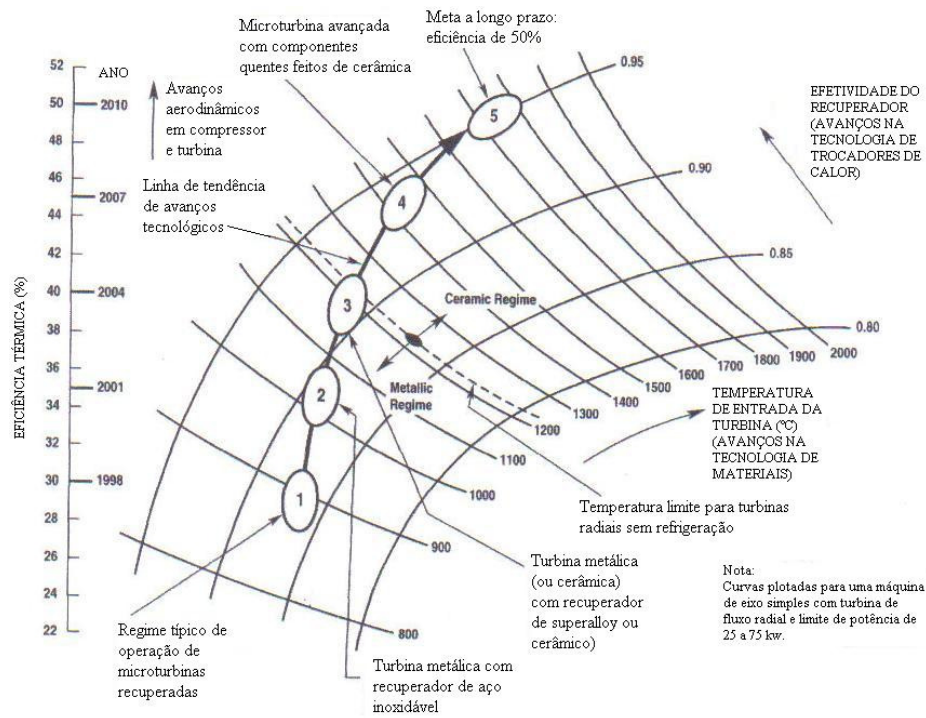


Figura 2.3 – Matriz de desempenho de microturbinas recuperadas (McDonald, 2000)

Existem dois tipos de arranjos de turbinas a gás regenerativas comumente utilizados. No primeiro, o recuperador é anular e disposto em volta do eixo da máquina, conforme mostra a Figura 2.4. As vantagens desse tipo de turbina incluem: boa aerodinâmica para o escoamento dos gases, resultando em baixas perdas de carga; rotor protegido e eliminação de dutos externos e de dispositivos de expansão térmica.

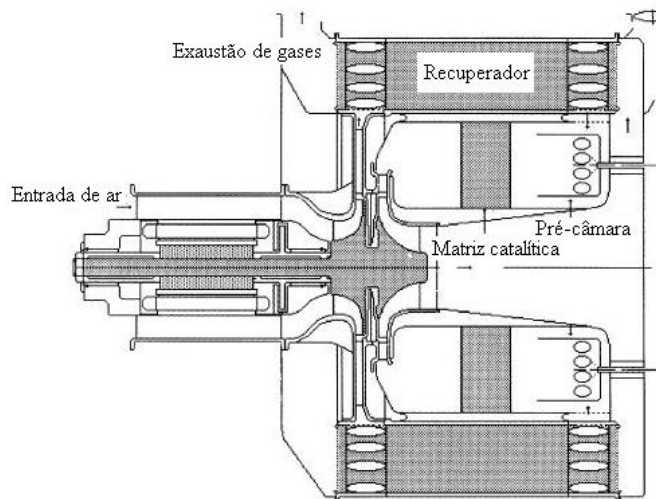


Figura 2.4 - Microturbina com recuperador anular (McDonald, 2003)

O segundo é aquele cujo arranjo dispõe o trocador de calor numa posição atrás, sobre ou ao lado da turbina. Um exemplo deste tipo é mostrado na Figura 2.5, onde um recuperador convencional “cube shaped” é instalado atrás da turbina.

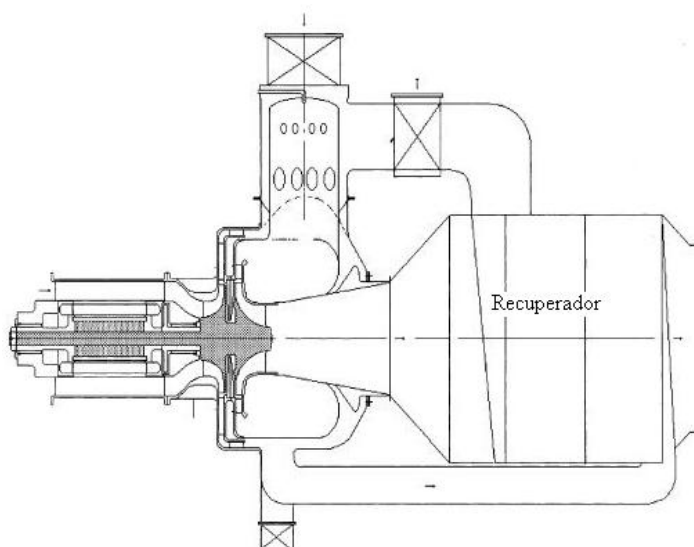


Figura 2.5 - Microturbina com recuperador atrás da turbina (McDonald, 2003)

Este tipo de instalação pode ser adaptado a um combustor simples ou a um combustor anular. As vantagens desta incluem: facilidade de recuperar gases quentes para cogeração; uso de um combustor externo para queimar biogás ou combustíveis de baixo nível de contaminantes, além da facilidade de unir uma turbina recuperativa com uma célula de combustível para obter uma eficiência muito alta em um sistema de geração de potência híbrido, com emissões próximas de zero (McDonald, 2003).

Segundo Shah (2005), além da disposição do recuperador, deve-se levar em consideração que um projeto bem sucedido de turbina a gás deve constituir de um sistema simples, com um número mínimo de componentes, incluindo turbina e compressor radial de estágio simples, gerador elétrico de alta rotação resfriado a ar, um combustor multicomcombustível, um recuperador compacto e de alta efetividade e um sistema de controle simples.

Outros autores também pesquisaram a importância de um recuperador para se obter uma turbina com eficiência térmica adequada. Shah (2005) afirma que a eficiência térmica de uma microturbina simples é aproximadamente 20%, com uma relação de pressão de 4:1, e que, se um recuperador com efetividade de 87% é incluído no ciclo, a eficiência do sistema é aumentada para 30%, mostrando que um recuperador é essencial para uma microturbina. Muley e Sundén (2003) afirmam que uma microturbina deve ter um recuperador de alto desempenho e custo relativamente baixo, apresentando: alta efetividade de troca de calor

(maior ou igual a 90%) - o que significa um arranjo em contracorrente; perda de carga total menor que 5%; altas temperaturas e pressões de operação dos fluidos; vida de operação de 40000 horas sem manutenção para aplicações de geração de potência estacionárias (o que significaria boa resistência aos choques térmicos, à corrosão e à oxidação e baixa expansão térmica); matriz leve e compacta (superfícies com pequenos diâmetros hidráulicos) e “manifolds” com baixa perda de carga e com distribuição uniforme dos fluidos. Segundo Manzan et al. (2006), para um sistema de turbina a gás com recuperador, em que a temperatura de entrada na turbina é mais ou menos 900 °C, a eficiência do ciclo encontra-se entre 28% e 30%, ou seja, bem maior do que a de um ciclo não regenerativo. Para se obter esses valores de eficiência, deve-se utilizar recuperadores com efetividade maior ou igual a 85% (Lagerstrom e Xie, 2002).

Segundo McDonald (2000), os requerimentos de exigências técnicas e econômicas de um recuperador eficiente e de baixo custo estão resumidas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Requerimentos de recuperador para microturbina

Principais critérios de projeto	<ul style="list-style-type: none"> - Baixo custo; - Metas de desempenho e de custo da microturbina conhecidas; - Alta confiabilidade do recuperador.
Desempenho	<ul style="list-style-type: none"> - Alta efetividade do recuperador (>90%); - Baixas perdas de carga (<5%); - Bom desempenho na partida.
Geometria da superfície	<ul style="list-style-type: none"> - Geometria primária (As secundárias não são eficientes); - Alta compactação das superfícies; - Características térmicas e hidráulicas superiores.
Fabricação	<ul style="list-style-type: none"> - Número mínimo de partes da matriz; - Processo de fabricação automatizado e contínuo; - Selagem soldada (eliminar necessidade de brazagem); - Adaptação de métodos de alto volume de fabricação;

Tipo de construção	<ul style="list-style-type: none"> - Matriz compacta e de baixo peso; - flexibilidade na montagem da matriz (matriz anular ou platular);
Custo	<ul style="list-style-type: none"> - Desperdício mínimo (ou zero) de material; - Padronização de fabricação; - Custo de fabricação da unidade não excedente a 1,5 custo do material.
Integridade	<ul style="list-style-type: none"> - Resistência aos ciclos térmicos e às falhas por fadiga.
Instalação	<ul style="list-style-type: none"> - Trajeto do escoamento do gás compatível com a turbomáquina; - Montagem global compacta e leve; - Eliminação da necessidade de dispositivos de expansão térmica.
Manutenção	<ul style="list-style-type: none"> - Facilidade de remover/substituir o recuperador; - Facilidade em detectar vazamentos; - Facilidade de reparar soldas.
Adaptação a mudanças de tecnologias	<ul style="list-style-type: none"> - Adaptação a futuros aumentos nas temperaturas de operação da microturbina; - flexibilidade na seleção de materiais; - Adaptação a construção bimetálica.
Meta em longo prazo	<ul style="list-style-type: none"> - Alto volume de produção de recuperadores cerâmicos de custo efetivo, de alto desempenho e de integridade estrutural.

2.2 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para transferir energia térmica entre dois ou mais, fluidos, a diferentes temperaturas que podem, ou não, estar separados por uma interface sólida. Eles são classificados de diversas formas, como por exemplo, quanto ao mecanismo de transferência de calor, quanto ao tipo de construção, quanto ao arranjo de escoamento, quanto ao número de fluidos utilizados no processo de troca térmica, dentre

outras. Em uma classificação mais simples são considerados apenas o mecanismo de transferência de calor, o tipo de construção e o arranjo do escoamento.

Com relação ao mecanismo de transferência de calor, os trocadores podem ser de contato indireto e direto. No primeiro, os fluidos permanecem separados e o calor é transferido continuamente através de uma parede. Já, no último, os dois fluidos se misturam (Incropera e DeWitt, 2002).

Quanto ao tipo de construção, os principais grupos são os trocadores tubulares, de placas, os regenerativos e os trocadores de calor de superfícies estendidas ou trocadores compactos (Incropera e DeWitt, 2002).

Os trocadores de calor tubulares, geralmente construídos com tubos circulares, são utilizados nas aplicações que envolvem transferência de calor líquido/líquido, em uma ou duas fases. Eles também podem ser utilizados em aplicações de transferência de calor gás/gás quando as pressões ou as temperaturas operacionais são muito altas. Esses trocadores de calor podem ser classificados em trocadores de casco e tubo, tubo duplo e de espiral (Incropera e DeWitt, 2002).

Os trocadores de calor tipo placa normalmente são constituídos de placas planas e lisas ou com alguma forma de ondulação. Geralmente, este trocador não pode suportar pressões muito altas, comparado ao trocador tubular equivalente (Incropera e DeWitt, 2002).

Os trocadores compactos têm relativamente uma grande área de troca térmica, maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Eles são usados quando se deseja ter uma grande área de transferência de calor por unidade de volume e pelo menos um dos fluidos é um gás. Um bom exemplo é o radiador do sistema de refrigeração dos motores automotivos. Podem ser construídos com tubos aletados ou chapas formando um conjunto compacto. Existem muitas configurações diferentes de tubos e de placas, cujas diferenças se devem principalmente ao modelo e a disposição das aletas (Kays e London, 1984). Esse tipo de trocador de calor é explorado com mais detalhes no capítulo 3.

Com relação ao arranjo do escoamento, os trocadores podem ser de correntes paralelas, em contracorrente ou de correntes cruzadas. No caso de correntes paralelas, os fluidos entram no mesmo lado do trocador de calor e escoam paralelamente até o ponto de saída. Quando o trocador opera em contracorrente, o sentido do escoamento é invertido e os fluidos escoam em direções opostas, saindo em lados diferentes do trocador. Se o trocador de calor tem configuração de correntes cruzadas, um fluido escoam perpendicularmente em relação ao outro. Os trocadores de calor de correntes cruzadas têm ampla aplicação na engenharia, sendo muito utilizados como evaporadores, no resfriamento a ar de condensadores de

equipamentos de ar-condicionado e como resfriadores de água de refrigeração de motores de automóveis (Incropera e DeWitt, 2002).

Existem dois tipos principais de trocadores de calor que são usados em turbinas a gás, o regenerador de matriz rotativa e o recuperador. A Figura 2.6 mostra os esquemas do regenerador e do recuperador de placas.

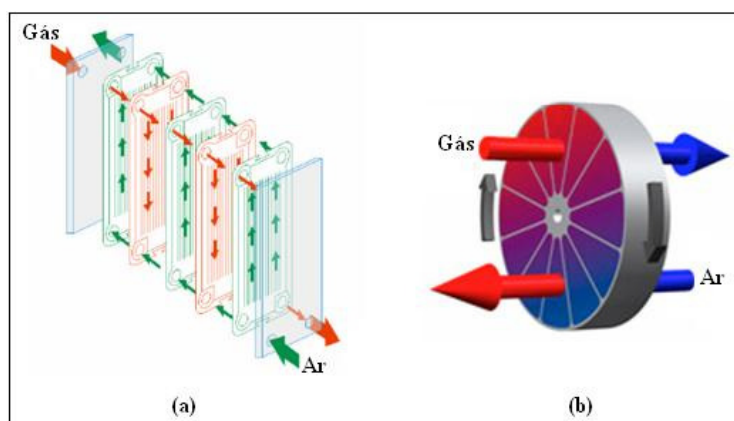


Figura 2.6 - Esquemas de trocadores de calor para turbinas a gás: a) Recuperador de Placas, b) Regenerador rotativo

Segundo McDonald e Wilson (1996), recuperadores são equipamentos estacionários e os regeneradores são equipamentos que possuem uma matriz que se move entre os canais de ar quente e de ar frio.

Os regeneradores de matriz rotativa são geralmente utilizados em duas configurações básicas que são os regeneradores de disco e os regeneradores de tambor. A forma básica do regenerador de disco é de simples construção: camadas alternadas de dobras e material de chapas finas são envolvidas ao redor de um centro, que é chamado de matriz do regenerador. Os gases fluem perpendicularmente ao disco através dos espaços abertos pelas chapas dobradas. No tipo de tambor, os gases fluem radialmente ao tambor.

Os regeneradores podem ser de material metálico ou cerâmico. A maior diferença entre esses é o coeficiente de expansão térmica, que, no caso do material cerâmico, é praticamente zero e simplifica a vedação do sistema. O uso de materiais cerâmicos tem permitido a fabricação de matrizes com espessuras de parede reduzidas até a metade, em relação a matrizes feitas de metal. Esses materiais apresentam características de baixa expansão térmica com boa resistência a choques térmicos. Eles têm um quinto da densidade do aço e têm alto calor específico. Pode-se, portanto, obter alta eficiência se a matriz for aquecida a uma temperatura próxima a temperatura dos gases de exaustão da turbina (Utriainen e Sundén, 2002).

No entanto, os regeneradores rotativos apresentam vários problemas no projeto das matrizes rotativas, sendo um dos principais, a separação dos gases quente e frio. Este problema ocorre devido ao fato de que os gases frios apresentam maior pressão do que os gases quentes, sendo piorado à medida que razão de pressão do ciclo aumenta. Além disso, os gases na matriz do regenerador rotativo são conduzidos ao longo da seção das vedações, provocando vazamentos. Os vazamentos são a causa da perda de 3 a 4% do fluxo de ar do compressor (Utriainen e Sundén, 2002).

Outro problema que ocorre é devido à expansão e à contração térmica causada pela exposição alternativa do material a gases quentes e frios (Utriainen e Sundén, 2002).

Outro tipo de trocador de calor usado em turbinas a gás é o recuperador com arranjo de superfícies finas. Neste tipo, os gases fluem através de espaçamentos fechados entre as chapas, normalmente em contra fluxo, trocando calor através das chapas metálicas. Altas taxas de transferência de calor são conseguidas nas pequenas passagens dos fluxos, o que, aliás, é limitado pelo possível entupimento causado por sujeiras nos gases de exaustão.

Para um determinado tamanho, o recuperador é menos efetivo na transferência de energia que um regenerador devido à menor diferença de temperaturas médias. Mas, por não ser rotativo é menos susceptível a choques térmicos e pode ser fabricado com materiais comuns (Utriainen e Sundén, 2002). Além disso, estudos recentes têm mostrado a utilização de recuperadores altamente compactos, que permitem alta efetividade, o que é possibilitado através de superfícies especiais, com geometria complexa (Utriainen e Sundén, 2002; Traverso e Massardo, 2005; Micheli et al., 2007).

Quando se compara os dois tipos de trocadores de calor (regenerador e recuperador), deve-se considerar que ambos têm suas próprias vantagens e desvantagens. No entanto, o maior inconveniente do recuperador é o fato deste necessitar de peças e aparatos de tamanhos relativamente grandes para promover um valor conveniente de efetividade (o que pode ser contornado com o uso de recuperador anular que é muito compacto e com superfícies corrugadas), enquanto o regenerador tem problemas de distorções térmicas devido à resistência ao ciclo térmico, vazamentos, baixa velocidade de rotação, além de problemas na separação dos fluidos quente e frio. Shah (2005) ressalta que apesar de se poder utilizar um regenerador no lugar do recuperador, o maior tempo de vida do último em relação ao primeiro e os problemas de vazamentos dos fluidos, muito comuns nos regeneradores, são razões que contribuem para a preferência de recuperadores.

2.3 MATERIAIS PARA TROCADORES DE CALOR DE TURBINAS A GÁS

O material do trocador de calor deve ser resistente à corrosão e ter estabilidade sob as condições do ciclo térmico, além de contribuir com menores custos ao equipamento, pois seu uso deve ser economicamente justificável. No caso do uso de superfícies primárias, as paredes são também sujeitas a um complexo estado de tensão; se ocorrer deformações nas passagens do ar comprimido, o fluxo dos gases de exaustão podem ser restringido e acarretará uma contrapressão da turbina (Rakowski et al., 2004). Por isso, o desenvolvimento de materiais mais resistentes, com propriedades mecânicas que permitam o trabalho com temperaturas de exaustão dos gases cada vez maiores é tão importante e tema de várias pesquisas na área.

A maioria dos trocadores de calor usados em turbinas de hoje usam como material de fabricação aços da série 300 de aços inoxidáveis, principalmente o 347 (Omatete et al., 2000). Esse material apresenta relativamente baixo custo, é disponível no comércio em forma de chapas finas e apresenta boas características de fabricação (Rakowski et al., 2004), mas pode ser usado apenas com temperatura de exaustão dos gases de até 650 °C. Com temperaturas superiores esse material fica susceptível a deterioração estrutural, o que conduz a vazamentos, redução da efetividade e da vida útil do equipamento. Lara-Curzio et al. (2004) fizeram um trabalho experimental, testando as propriedades mecânicas do aço inoxidável 347 depois de 500 horas de exposição a temperatura de saída da turbina de até 800 °C e a uma tração de 50 Mpa. Verificou-se que o material perdeu 85% da sua resistência com temperaturas acima de 700 °C. Amostras submetidas à temperatura de 760 °C tiveram uma diminuição da resistência à tração e da ductilidade. Além disso, foi observado que a espessura da camada de óxido formada nas amostras aumentou com a exposição à temperatura e o aumento da temperatura acelerou o ataque.

Maziasz et al. (2004) fizeram um trabalho de pesquisa de ligas candidatas a materiais para trocador de calor de turbinas. Testes a 700 °C e 100 MPa estabeleceram que a superliga Haynes HR 120 e as ligas Inconel 625 apresentam maior combinação de desempenho e custo efetivo, quando comparadas com o aço inoxidável 347 (apesar de aquelas ter custo por volta de 3 vezes o custo da última). Com uma temperatura de trabalho de 800 °C, a liga Haynes HR 214 foi identificada como a que fornecia o maior custo.

Mattheuws et al. (2009) realizaram testes para comparar a resistência à oxidação do aço 347, da liga HR-120 e da liga AL 20-25+Nb² como candidatas a material de recuperador de microturbinas a gás. A resistência comparativa das três ligas foi caracterizada pela perda

total de Ni durante os testes. Os resultados mostraram que liga HR-120 é realmente a mais resistente das três e a AL 20-25+Nb² apresentou uma resistência intermediária.

McDonald (2003) relata que a pesquisa de materiais para trocador de calor de turbinas a gás deve ir além dos materiais existentes e partir para o desenvolvimento de novos materiais que apresentem uma combinação de propriedades mecânicas adequadas e custos razoáveis. Assim, poder-se-ia fazer modificações na composição do aço inoxidável 347 e obter uma liga (super 347), por exemplo, que permitisse trabalhar com uma temperatura por volta de 700 °C.

Rakowski et al. (2004) testaram o aço inoxidável 20Cr-25Ni estabilizado com nióbio em uma aplicação em recuperador de superfície primária de turbina a gás. Esta liga apresentou excelente resistência à corrosão e estabilidade em termos de microestrutura em um ambiente úmido, durante 10000 horas de trabalho a temperaturas por volta de 760 °C. A resistência mecânica encontrada é intermediária a encontrada nas ligas 347 e 625.

Como mostra a Figura 2.7, considerando essas novas ligas, disponíveis comercialmente em chapas finas, seria possível obter uma eficiência da turbina de 33% utilizando-a. Aumentando ligeiramente a relação de pressão do ciclo e assumindo que a efetividade do recuperador é de 91%, a eficiência térmica da turbina pode chegar a 35%, usando uma liga Inconel 625 como material para o recuperador. A Figura 2.7 também mostra a temperatura máxima limite para uma turbina radial metálica sem refrigeração. Para aumentar ainda mais a eficiência da turbina, deve-se usar um material ainda mais resistente como a superliga Haynes 214 no recuperador. Assim a eficiência térmica da microturbina será por volta de 38%, mas, nesse caso, será necessária uma turbina de cerâmica.

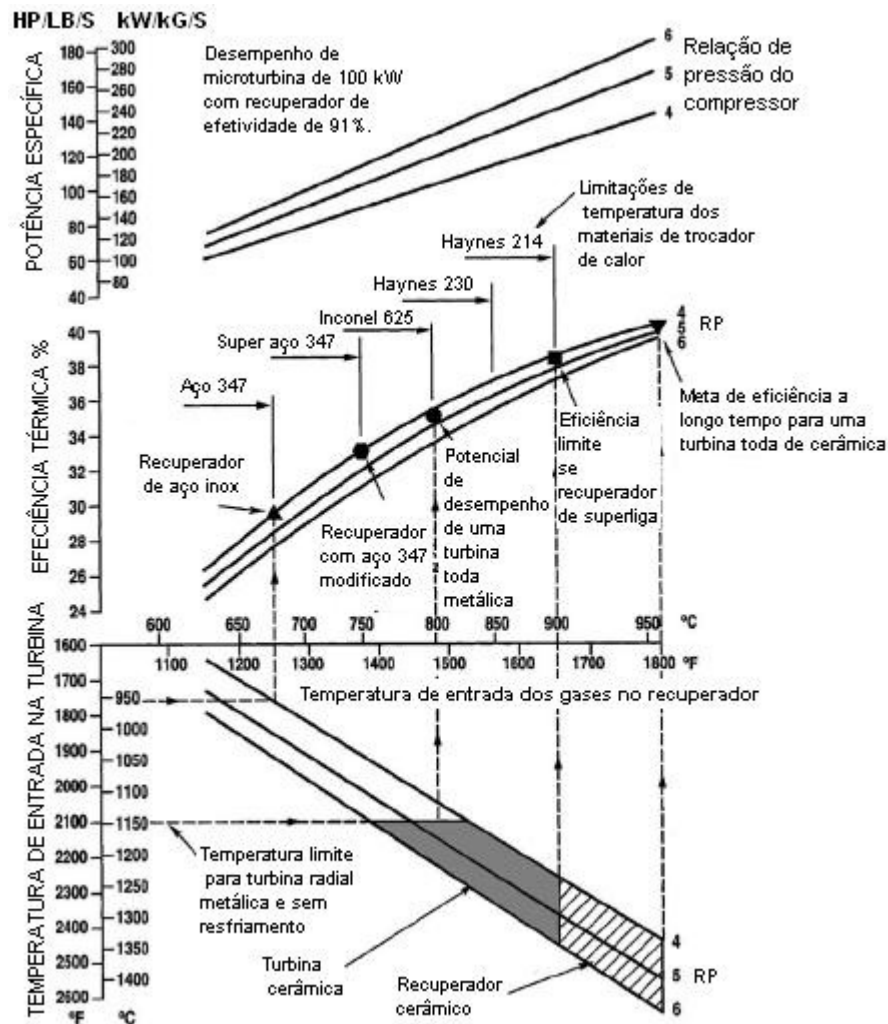
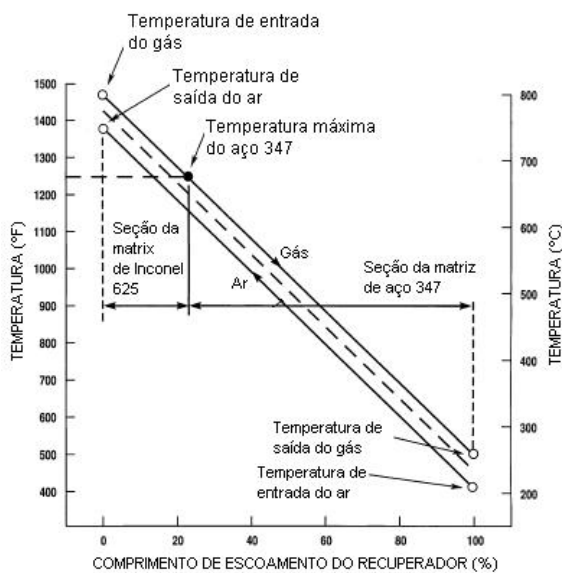


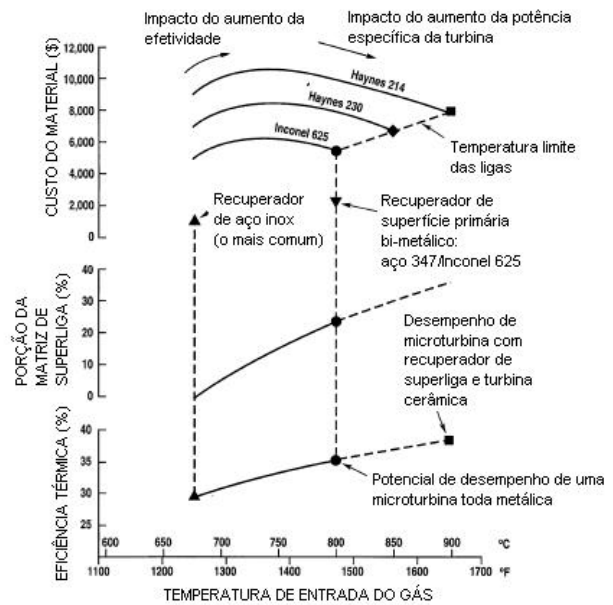
Figura 2.7 – Efeito das limitações dos materiais do recuperador no desempenho da microturbina (McDonald, 2003)

Faulkner (2001) sugeriu como outra opção de tecnologia de materiais o recuperador bi-metálico. Neste caso, o recuperador é do tipo modular e multi-passos, em que, no primeiro passo, onde a temperatura está alta, usa-se uma superliga, e em outros módulos onde a temperatura já é menor, pode-se usar um material menos resistente e mais barato.

McDonald (2003) comenta que, considerando um trocador de calor em contra fluxo, somente uma pequena parte do equipamento precisaria ser construída com uma liga mais resistente, a Inconel 625, por exemplo. Observando a Figura 2.8, nota-se que, para o caso de uma eficiência da microturbina de 35%, a composição da matriz poderia ser 23% de Inconel 625 e 77% de aço inoxidável 347. Isto, certamente, significaria uma grande redução de custos da matriz.



(a)



(b)

Figura 2.8 – Seleção de material em um recuperador de superfície primária de uma microturbina de 100 kW (McDonald, 2003)

A possibilidade da fabricação de recuperadores bi-metálicos tem fascinado alguns pesquisadores. Mas isso não é tão simples quanto parece, pois os dois metais devem ser soldáveis e ter coeficientes de expansão térmica similares, além de evitar o aparecimento de tensões térmicas na matriz.

Para investigar a possibilidade do uso de materiais bi-metálicos, McDonald (2003) soldou a laser amostras simples de aço inoxidável 347 e Inconel 625 (ambos materiais que tem sido usados em recuperadores). Do ponto de vista metalúrgico, a junta soldada mostrou-se satisfatória, com boa fusão e sem trincas. No entanto, a viabilização da construção de recuperadores bi-metálicos requer um extenso trabalho de projeto e pesquisa incluindo: 1) levantar toda a gama de ligas que contém maior teor de níquel e selecionar as mais compatíveis com o aço 347, b) identificar o melhor processo de soldagem, c) escolher o processo de fabricação mais adequado, se a solda deve ser feita nas chapas extremamente finas, usadas nos recuperadores ou se deve-se soldar chapas mais grossas e depois reduzir a espessura do conjunto, d) determinar se o conjunto tem propriedades mecânicas adequadas, e) e por fim fabricar e testar o trocador sob as condições de ciclo térmico.

Apesar das buscas por inovações na área de materiais metálicos serem mais comuns, devido à disponibilidade de tecnologias nessa área, a necessidade de trocadores de calor cerâmicos para aplicações em turbinas a gás, tem sido reconhecida já há vários anos (Hrynyszak, 1958). As primeiras pesquisas, para turbinas a gás automotivas, empreenderam

várias décadas e resultaram em um trocador de calor rotativo, cujos discos eram feitos de cerâmica. No entanto, vários problemas foram encontrados, como excessivo vazamento, que prejudicava o desempenho da máquina (Sayama and Morishita, 1992; Day, 1994). Recentemente Wilson and Ballou (2006) desenvolveu um regenerador rotativo cerâmico com alta efetividade e baixíssimos vazamentos. Este regenerador tem uma melhor distribuição de fluxo, conseguida com uma menor área de escoamento para o ar comprimido (90° do disco fica para a passagem do ar, enquanto os gases de exaustão ficam com 270°). De acordo com Wilson (2007), várias outras configurações de regenerador cerâmico podem ser obtidas. Uma pesquisa recente (Vick et al., 2010) realizou um projeto de turbina e recuperador cerâmicos em uma microturbina a gás. O sistema total pesa por volta de 4 kg. No entanto, ainda faltam os testes no protótipo para comparar as estimativas de desempenho.

2.4 PROJETO DE RECUPERADORES PARA TURBINAS A GÁS

Sabe-se que uma microturbina precisa de um bom recuperador para obter alta eficiência e que é desejável que o recuperador tenha dimensões reduzidas e baixos custos. Por isso, nos últimos anos vários pesquisadores têm estudado os parâmetros de projetos de recuperadores, a fim de se obter microturbinas com alta eficiência.

Lagerstrom and Xie (2002) em uma pesquisa de um recuperador de alta eficiência, afirmaram que para um aumento de 1% na efetividade do recuperador, há um aumento de 0,35% na eficiência da microturbina. No entanto, segundo Wilson (2003), cada aumento na efetividade envolve um crescimento dramático da superfície de transferência de calor. Por exemplo, quando a efetividade é aumentada de 90 para 95%, a dimensão da matriz do recuperador é dobrada; e se a efetividade for aumentada novamente para 97,5%, novamente, o tamanho do recuperador é dobrado.

Segundo Kang and McKeirnan (2003) não somente a efetividade deve ser levada em consideração, no projeto de recuperadores, mas também a perda de carga, que deve ser minimizada, devido a sua forte influência na eficiência da turbina a gás, como mostra a Figura 2.9.

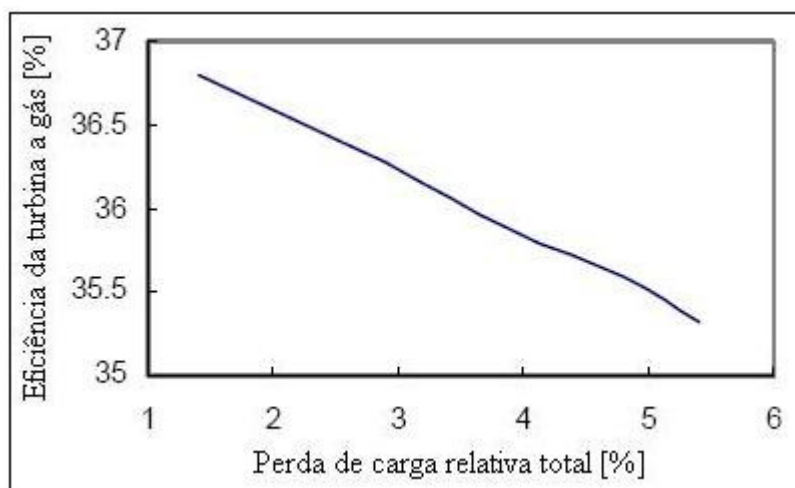


Figura 2.9 - Sensibilidade da eficiência da turbina com a perda de carga do recuperador (Kang e McKeirnan, 2003)

De acordo com Manzan et al. (2006), as pequenas dimensões das microturbinas a gás requerem valores pequenos para a área transversal dos canais de escoamento dos recuperadores, isto é, valores pequenos para o diâmetro hidráulico e para a espessura das chapas de metal.

O diâmetro hidráulico é a variável que, provavelmente, tem o maior impacto no volume da matriz do recuperador. Um pequeno diâmetro resulta em um pequeno volume. Savostin and Tikhonov (1970) conduziram um estudo experimental do desempenho térmico e hidráulico de superfícies “Cross-Corrugated” com diâmetro hidráulico igual a 1,54 mm. No entanto, esse conceito não foi comercializado devido suas restritas aplicações. Mas, essa tecnologia vem sendo retomada nos últimos anos para aplicações em microturbinas regenerativas.

Apesar de a necessidade de diâmetros hidráulicos pequenos, passagens muito reduzidas podem sofrer distorções sob tensões mecânicas e térmicas, sendo este um ponto crítico do projeto (Savostin and Tikhonov, 1970).

A espessura da chapa de metal também é um parâmetro de projeto muito importante. Valores entre 0,05 a 0,08 mm são considerados na prática. O comprimento dos canais de escoamento deve ser o menor possível; na prática, valores entre 75 e 150 mm devem ser considerados. Mas, o gradiente térmico não deve ser maior que 7 K/mm (Manzan et al., 2006).

Consultant (2003) realizou um trabalho usando a Teoria do Escoamento Laminar para mostrar o efeito da seleção da superfície de transferência de calor, do tamanho da passagem e do comprimento do escoamento no projeto de recuperadores para microturbinas. Este estudo

foi realizado usando dados de transferência de calor publicados por Kays e London (1984), para mostrar que essas variáveis se aplicam a um projeto típico de recuperadores. Com essas análises foi observado que para recuperadores que apresentam superfícies com passagens de escoamento simples, lisas, retas e com seção transversal constante, a Teoria do Escoamento Laminar se aplica bem.

Consultant (2003) também afirma que em projetos de recuperadores, o comprimento do escoamento é uma variável muito importante. Para mostrar isso ele cita o seguinte exemplo, ilustrado na Figura 2.10: ao se dobrar o diâmetro hidráulico de um recuperador, o comprimento do escoamento deve ser aumentado em quatro vezes para se obter a mesma perda de carga; com o número de Nusselt constante e com escoamento laminar, o coeficiente de transferência de calor torna-se a metade do valor original, então para manter a mesma efetividade, a área da superfície deve ser três vezes a original. Wilson et al. (2003) também afirmam que para produzir um recuperador de pequeno volume é necessário projetar pequenas passagens, porque a quantidade de calor transferido por unidade de volume é inversamente proporcional ao diâmetro hidráulico das passagens para escoamento turbulento e ao quadrado do diâmetro hidráulico das passagens para escoamento laminar.

Apesar de se necessitar de comprimentos de escoamentos e diâmetros hidráulicos pequenos, Consultant (2003) afirma que escoamentos muito reduzidos podem se tornar inviáveis, pois com um comprimento de escoamento muito pequeno, o gradiente de temperatura aumenta; dependendo do projeto do recuperador, isso pode causar fadiga térmica e distorção do material. Além disso, a redução da passagem também pode causar dificuldades de fabricação, ou problemas devido à distorção pelo carregamento de pressão. Passagens pequenas podem também ser afetadas por depósitos de produtos da combustão.

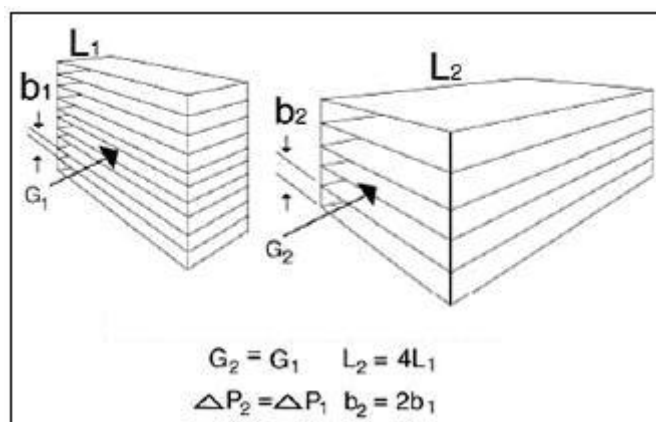


Figura 2.10 - Efeito do comprimento no tamanho da passagem (Consultant, 2003)

2.5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Geralmente, é muito alto o custo de se fabricar um protótipo de trocador de calor e testar seu desempenho ainda na fase de projeto. Por isso, tem-se usado métodos de simulação numérica, como o CFD (Computational Fluid Dynamics), para prever as condições de escoamento e temperatura em projetos de trocadores de calor.

Uma simulação numérica do escoamento e da transferência de calor em bancos de tubos é descrita no trabalho de Croce et al. (2002). A simulação inclui a solução do campo de velocidade e temperatura em torno de tubos, o movimento das gotículas de água e a avaliação do efeito de resfriamento nas superfícies dos tubos.

Saito (2002) apresentou um estudo que determinou numericamente a queda de pressão e o fluxo de calor em um trocador de calor de escoamento em contracorrente com transferência ar-ar.

Paras et al. (2002) realizaram simulações em um elemento de um trocador de calor compacto, usando o software CFX. Para simplificar o estudo, usaram um canal formado por uma placa corrugada e uma placa plana. Os números de Reynolds examinados foram 290, 850, 1150 e 1450. O modelo k- ϵ padrão foi usado para os cálculos. Os resultados foram apresentados em termos de perfil de velocidade, temperatura, tensão de cisalhamento, fluxo de calor na parede e número de Nussel local. A Figura 2.11 mostra o fluxo de calor na parede corrugada para dois valores de Re.

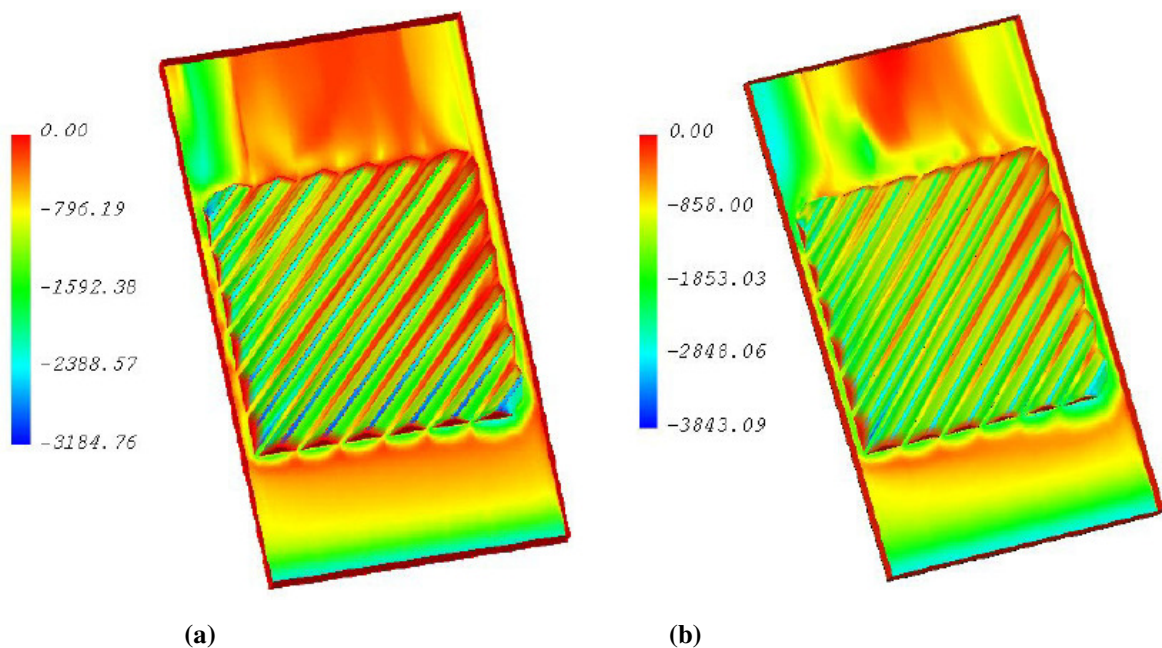


Figura 2.11 – Perfil de fluxo de calor, em W/m^2 , na placa corrugada: a) $Re=850$, b) $Re=1450$

Kang e McKeirnan (2003) desenvolveram e testaram um novo tipo de recuperador anular para uma microturbina de 200 kW. Este recuperador foi projetado para ser mais resistente aos ciclos térmicos e ter uma perda de carga reduzida comparada a outros recuperadores. O projeto foi realizado através de um desenvolvimento analítico, usado para determinar a transferência de calor e a perda de carga do recuperador na microturbina e através de modelos de CFD para otimizar as distribuições na matriz do recuperador e nas seções do distribuidor. O modelo analítico do recuperador foi composto pelo método da Efetividade-NTU e pelo modelo de perda de carga. Devido a cada segmento da matriz do recuperador não ter uma distribuição uniforme dos fluxos, alguns fatores empíricos foram incorporados ao cálculo do NTU. O código FLUENT foi usado para otimizar a forma da matriz do recuperador e os distribuidores de entrada e saída. Foi encontrado pela análise de CFD que o perfil do escoamento, no lado do ar e no lado do gás, afeta o desempenho do recuperador. A medida do desempenho do recuperador na microturbina foi dificultada devido ao acesso em ambos os lados da saída e da entrada do ar e do gás. Os testes no recuperador mostraram uma efetividade de 90% e uma perda de carga menor que 2,5%.

Zhang and Li (2003) utilizaram simulações em um software de CFD para prever a distribuição da temperatura do escoamento nos canais aletados de um trocador de calor tipo placa. Os resultados numéricos foram comparados com resultados experimentais, mostrando boa concordância.

Braks (2006) utilizando um código computacional para investigar o escoamento particulado e a troca em um trocador de calor tubular. O escoamento no trocador era arranjado em contracorrente e de passe único, onde um dos fluidos de trabalho era o suco de laranja. Foi simulado o escoamento turbulento para duas vazões mássicas, 600 kg/h e 11500 kg/h, utilizando o modelo k- ϵ de turbulência. Os resultados obtidos mostraram boa concordância com resultados experimentais, indicando que o modelo de turbulência escolhido era satisfatório.

O escoamento em um trocador de calor de placas corrugadas foi simulado numericamente por Kanaris et al. (2005), utilizando o software Ansys CFX. As simulações do escoamento foram realizadas para uma faixa de número de Reynolds entre 400 e 1400. Os resultados apresentados pelos autores incluem a tensão de cisalhamento, o fluxo de calor na parede e o número de Nusselt local. Também são apresentados valores médios para coeficientes, convectivo e de atrito, mostrando boa concordância com os dados experimentais publicados na literatura.

Carluccio et al. (2005) mostraram um estudo numérico de um trocador de calor compacto de correntes cruzadas ar-óleo, usado para esfriar óleo de circuitos hidráulicos em veículos industriais. A análise numérica foi feita para verificar a influência dos regimes de escoamento, induzido pelas aletas dos canais, no desempenho global do trocador de calor. As simulações foram feitas considerando um meio poroso. Assim, os autores obtiveram os valores do coeficiente global de troca de calor e da diferença de pressão entre a entrada e a saída do óleo e do ar no trocador.

Zhang et al. (2006) fizeram um estudo numérico usando CFD para realizar uma otimização na configuração da cavidade do recuperador de uma microturbina a gás de 100 kW. O modelo matemático foi implementado usando o algoritmo SIMPLE. Para simular o escoamento na cavidade do gás foi utilizado o modelo de turbulência k- ϵ . Os resultados mostraram que a perda de carga na cavidade e a uniformidade da velocidade na saída são os parâmetros mais importantes que podem ser usados para avaliar o desempenho da configuração. A Figura 2.12 foi gerada pelo software Ansys CFX e mostra a magnitude da velocidade no plano simétrico do recuperador projetado por Zhang et al. (2006).

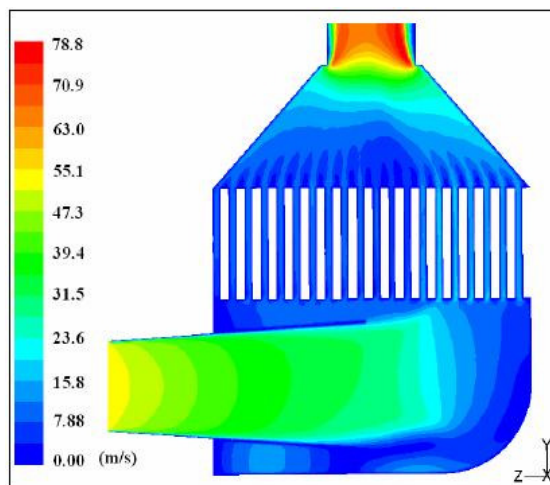


Figura 2.12 - Magnitude da velocidade no plano simétrico do recuperador (Zhang et al., 2006)

Manzan et al. (2006) desenvolveram uma metodologia de projeto de recuperador para microturbinas a gás, utilizando um modelo paramétrico da geometria da superfície de transferência de calor, construído num software CAD industrial, uma ferramenta de malha tridimensional e o software Ansys CFX. Foi projetado um recuperador de superfícies de seção transversal corrugada. Para reduzir o domínio computacional, a simetria e o padrão repetitivo da geometria foram explorados. Foi observado que depois de uma região curta na entrada, que pode envolver até cinco módulos, o campo de escoamento e o campo térmico tornam-se

completamente desenvolvidos e repetem de módulo em módulo de forma idêntica ou similar. Além disso, para calcular o campo térmico, a condição de contorno de temperatura constante foi empregada, apesar de a condição de fluxo constante ser considerada melhor nas condições reais de operação para recuperadores de microturbinas, desde que os fluxos estejam em contracorrente e tenham uma capacidade similar de aquecimento. Na inicialização das condições de contorno no software Ansys CFX, uma camada sólida fina foi adicionada, representando uma camada física de separação das zonas quente e fria.

A condução de calor longitudinal da chapa de metal pode diminuir o desempenho do recuperador; como esse efeito foi desprezado, foi estimada uma redução na efetividade de 1%. Os campos de velocidade, em ambos os lados, quente e frio, são periódicos na direção do fluxo. Portanto, a pressão foi expressa como uma soma dos campos linear, dependente do gradiente de temperatura, e periódico. Uma condição de velocidade padrão zero foi assumida nas paredes do sólido. O gradiente de pressão foi considerado um termo variável na equação da quantidade de movimento, pois durante os cálculos esse termo é constantemente aumentado até se obter o valor do número de Reynolds desejado. O campo de temperatura não é periódico em um recuperador, pois o gradiente de temperatura aumenta continuamente ao longo do canal na direção do escoamento. Foi definida uma temperatura periódica adimensional. A temperatura também foi expressa como a soma dos componentes linear e periódico do gradiente de temperatura.

Os cálculos foram desempenhados utilizando condições típicas para recuperadores de microturbinas a gás, ou seja, baixo valor para o número de Reynolds (100, 200, 300); para ambos os fluidos (quente e frio) foi utilizado $Pr=0,7$.

A Figura 2.13 mostra os resultados em quatro planos (A, B, C e D) na seção transversal da célula unitária. Nota-se um escoamento regular estável de acordo com os vetores velocidade. Além disso, observaram que a parametrização da geometria de um elemento periódico da superfície de transferência de calor permite uma variação fácil e automática da chapa dos canais de escoamento.

Nakonieczny (2006) descreveu um modelo numérico de um trocador de calor ar-ar de placas, que pode ser utilizado no escoamento de gás. O modelo simulado considera o escoamento unidimensional, transiente e compressível, para o fluido quente, e permanente e incompressível, para o fluido frio. O modelo é testado em um sistema de resfriamento de um turbo compressor, obtendo resultados para a troca de calor na parede, a distribuição da temperatura do fluido frio e a eficiência do trocador de calor. Um modelo numérico foi desenvolvido por Jung (2006) para prever o comportamento térmico de um trocador de calor de correntes cruzadas com aletas do tipo *louvered* e avaliar o projeto do trocador.

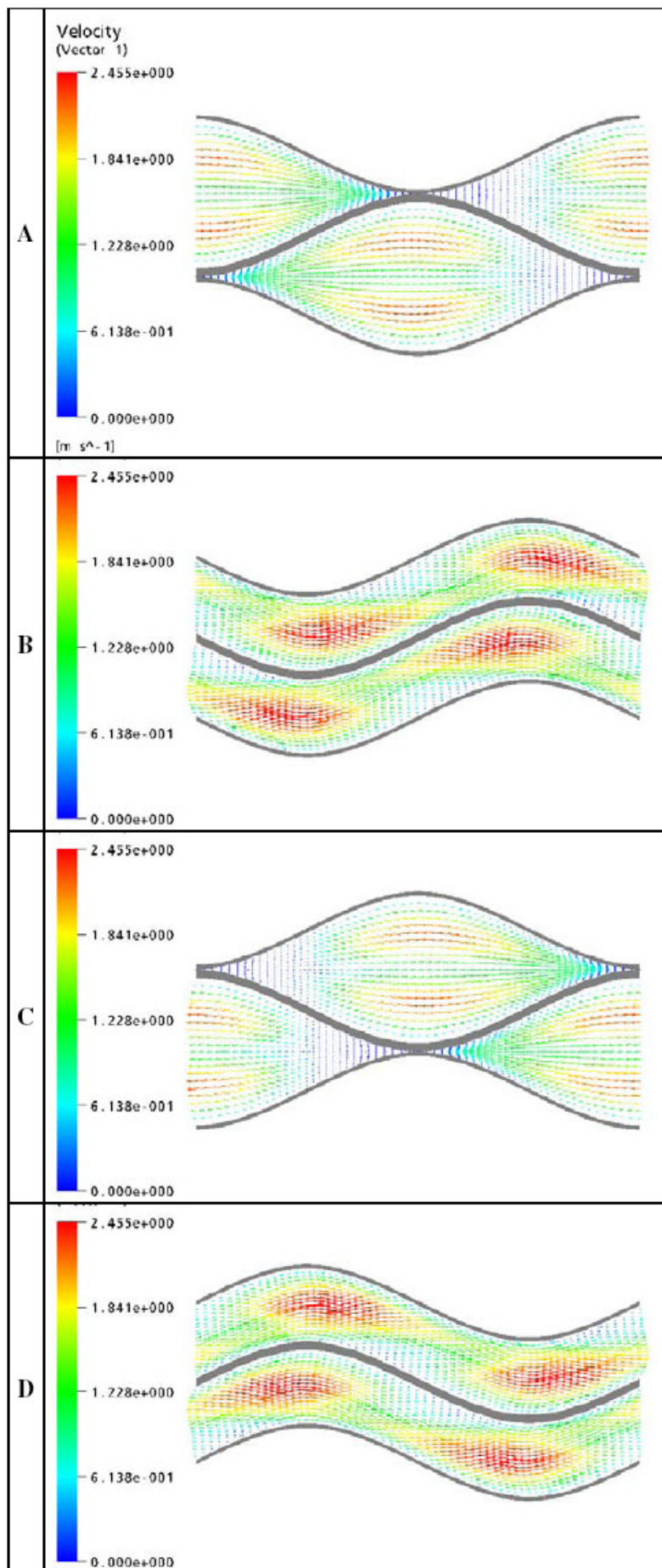


Figura 2.13 - Contornos de velocidade (Manzan et al., 2006)

O modelo utilizou o conceito de resistência térmica e o método de diferenças finitas. Foi realizado um estudo de caso para verificar a influência de alterações da geometria do trocador de calor no seu desempenho térmico.

Yakinthos et al. (2006), projetaram uma turbina a gás para aeronaves adotando ao ciclo termodinâmico um recuperador, que utiliza a energia térmica dos gases de exaustão da turbina para pré-aquecer o ar que sai do compressor, com os objetivos de reduzir a poluição e diminuir o consumo de combustível. Utilizando técnicas de CFD, através do software NUMECA`S FINE CFD, o projeto foi realizado com modelagem e otimização do fluxo nos dutos de exaustão e nos trocadores de calor, que permitiram encontrar um melhor arranjo para o trocador de calor e, conseqüentemente, reduzir a perda de carga, afetando positivamente o desempenho da turbina a gás. Foram instalados quatro recuperadores dentro do bocal de exaustão dos gases quentes. A Figura 2.14 mostra o trocador de calor utilizado.



Figura 2.14 - Recuperador utilizado no projeto de turbina a gás (Yakinthos et al., 2006)

Portanto, como pode ser observado nos trabalhos encontrados na literatura, a dinâmica de fluidos computacional (CFD) pode ser usada para explorar o potencial de melhoramento do projeto de recuperadores, especialmente para prever o seu desempenho térmico e hidráulico. Esta metodologia, juntamente com tecnologia de materiais e processos de fabricação automatizados pode permitir a obtenção de recuperadores eficientes, compactos e de baixo custo.

Capítulo 3

TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

O presente capítulo aborda resumidamente as particularidades de um tipo de trocador de calor que é o real interesse neste: o trocador de calor compacto. Como fontes de pesquisa para a construção deste capítulo, foram usadas as referências Kays e London (1980) e Hesselgreaves (2001). Maiores detalhes podem também ser obtidos nesta bibliografia.

3.1 INTRODUÇÃO

Segundo Hesselgreaves (2001), a importância dos trocadores de calor compactos tem sido reconhecida em várias áreas como aeroespacial, automobilística, de turbinas a gás e em outros tipos de indústria há mais de 50 anos. Isto se deve a fatores como alto desempenho e baixo custo, conforme comentado anteriormente.

Aspectos importantes sobre a compactação desses equipamentos, além dos tipos mais comuns de trocadores de calor compactos são apresentados nos itens a seguir.

3.2 ASPECTOS BÁSICOS DE COMPACTAÇÃO

Nesta seção alguns elementos básicos da compactação serão definidos. E para simplificar a abordagem, apenas um lado do escoamento será analisado.

O parâmetro fundamental para descrever a compactação do trocador de calor é o diâmetro hidráulico d_h , que é definido na Equação (3.1).

$$d_h = \frac{4A_c L}{A_s} \quad (3.1)$$

onde A_c é a área da seção transversal, L é o comprimento do escoamento e A_s é a área da superfície de transferência de calor.

Para alguns tipos de superfície, a área da seção transversal varia com o comprimento de escoamento; nesses casos usa-se uma definição alternativa de diâmetro hidráulico dada pela Equação (3.2).

$$d_h = \frac{4V_s}{A_s} \quad (3.2)$$

onde V_s é o volume envolvido (volume ocupado por um paralelepípedo que envolve a superfície).

Outro parâmetro de compactação, a porosidade σ , permite ligar o diâmetro hidráulico ao índice de compactação C , que é definido pela Equação (3.3).

$$C = \frac{A_s}{V} \quad (3.3)$$

onde V é o volume interno (volume delineado pela superfície de transferência de calor).

A porosidade informa a “quantidade” de volume de superfície pode ser colocada no paralelepípedo de volume V_s . Quanto maior a porosidade, menos volume pode ser colocado no paralelepípedo e menor é a compactação da superfície. A porosidade é definida pela Equação (3.4).

$$\sigma = \frac{V_s}{V} \quad (3.4)$$

O índice de compactação é então definido como:

$$C = \frac{A_s}{V} = \frac{4\sigma}{d_h} \quad (3.5)$$

Os aspectos de transferência de calor da compactação também são muito importantes no presente trabalho. O coeficiente de transferência de calor h é usualmente expresso, na terminologia de superfície compacta, em termos do fator adimensional de Colburn j , cuja definição é apresentada na Equação (3.6).

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = St Pr^{2/3} \quad (3.6)$$

onde $Nu = hd_f/k$ é o número de Nusselt, sendo k a condutividade térmica do fluido, Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prantl e $St = h/GC_p$ é o número de Stanton, sendo G a velocidade mássica e C_p o calor específico a pressão constante do fluido.

Portanto, h é adimensionalizado em termos da velocidade mássica: para um valor fixo da velocidade mássica, j é proporcional a h .

A taxa específica de transferência de calor \dot{Q} é dada pela Equação (3.7).

$$\dot{Q} = hA_s \overline{\Delta T} = mC_p(T_2 - T_1) \quad (3.7)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica.

A primeira parte da Equação (3.7) pode ser escrita como:

$$\dot{Q} = h \frac{4\sigma V}{d_h} \Delta T \quad (3.8)$$

Logo, para uma taxa de transferência de calor específica, para reduzir o volume V , deve-se aumentar a taxa h/d_h , aumentando o coeficiente de transferência de calor ou diminuindo o diâmetro hidráulico (aumentando a compactação), ou ambos.

Para escoamento laminar completamente desenvolvido, o número de Nusselt é constante e é dado por:

$$h = \frac{Nu k}{d_h} \quad (3.9)$$

Substituindo a Equação (3.8) na Equação (3.9) obtém-se:

$$\dot{Q} = \frac{4 \sigma V Nu k \Delta T}{d_h^2} \quad (3.10)$$

Por isso para um dado \dot{Q} e uma dada diferença de temperatura, o volume do trocador requerido é proporcional ao inverso do diâmetro hidráulico ao quadrado, para escoamento laminar.

Para outras situações de escoamento laminar completamente desenvolvido mais complexas, existe uma necessidade de compatibilidade de requerimentos térmicos e de perda de carga. Nesses casos, o requerimento térmico é ligado ao parâmetro de desempenho da superfície j através da Equação (3.11).

$$j = \frac{A_c}{A_s} Pr^{2/3} NTU \quad (3.11)$$

onde NTU é o número de unidades transferidas.

Alternativamente, em termos do diâmetro hidráulico e comprimento de escoamento, escreve-se:

$$j = \frac{d_h}{4L} Pr^{2/3} NTU \quad (3.12)$$

Para dadas condições o produto $Pr^{2/3}NTU$ é fixo; logo, o fator j requerido é proporcional a taxa de aspecto d_h/L da superfície.

A perda de carga requerida é também um fator significativo em trocadores de calor. Desprezando, para muitos trocadores na prática, a relativa pequena contribuição das perdas na entrada e na saída e a aceleração do escoamento, a perda de carga ΔP do escoamento através da superfície é dada por:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho u^2 \frac{4L}{d_h} f \quad (3.13)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, u é a velocidade média e f é o fator de atrito Fanning.

Relacionando a velocidade média com a vazão em massa, obtém-se:

$$\frac{2 \rho \Delta P}{\dot{m}^2} = f \frac{4L}{d_h A_c} = \text{constante para condições dadas} \quad (3.14)$$

É possível então combinar requerimentos térmicos e de perda de carga na equação da velocidade mássica, que pode ser derivada das Equações (3.15) e (3.16).

$$\frac{2 \rho \Delta P}{\dot{m}^2} = \frac{f Pr^{2/3} NTU}{j A_c^2} \quad (3.15)$$

ou

$$\frac{G^2}{2 \rho \Delta P} = \frac{j/f}{Pr^{2/3} NTU} \quad (3.16)$$

Para dadas condições de Pr , NTU , ρ e ΔP , fica claro que G é função somente de j/f e é independente do diâmetro hidráulico. De acordo com Kays and London (1984), j/f é função somente do número de Reynolds, sendo na ordem de 0,2 a 0,3 para a maioria das superfícies compactas. Então G , e, portanto, a área da seção transversal, pode ser estimada pelas especificações de projeto.

Se a taxa de aspecto da superfície (não do trocador), d_h/L , é mantida, então o coeficiente de transferência de calor e a área da superfície também se mantêm, proporcionando, portanto, o mesmo desempenho.

3.3 TROCADORES COMPACTOS INDUSTRIAIS

Existem muitos tipos de trocadores de calor compactos utilizados na indústria. Um deles é o Trocador de Calor de Placa e Aleta (PFHE), que se caracteriza por apresentar superfícies secundárias ou aletas. As aletas têm as funções de obter um diâmetro hidráulico menor e de conter um diferencial de pressão entre os lados. Dentre os tipos de (PFHE), os mais comuns são o de Alumínio Brazado e o de Titânio e de Aço Inoxidável Brazado. A Figura 3.113.1 mostra alguns tipos de aletas utilizados em PFHE.

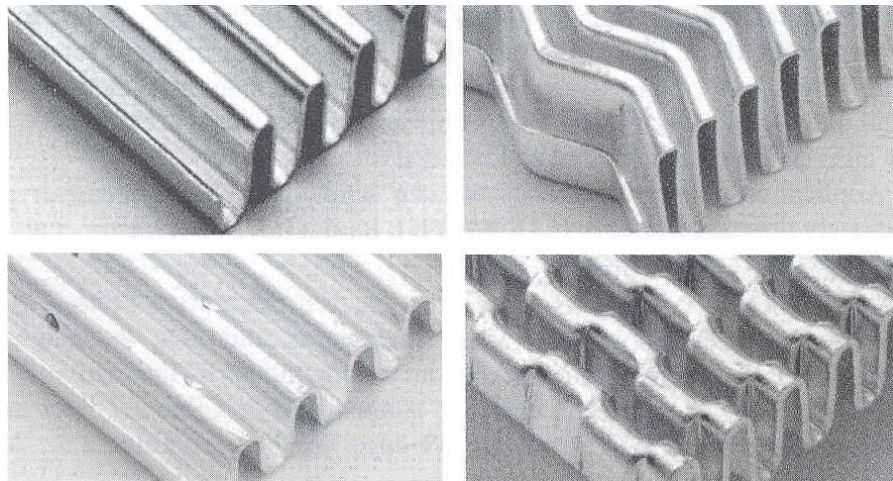


Figura 3.11 – Tipos de aletas para PFHE

Outro tipo de trocador de calor compacto é o Trocador de Tubo e Aleta que tem sido utilizado já há muitos anos em radiadores de locomotiva e condensadores. A Figura 3.2 mostra superfícies usadas em Trocadores de Calor de Tubo e Aleta.

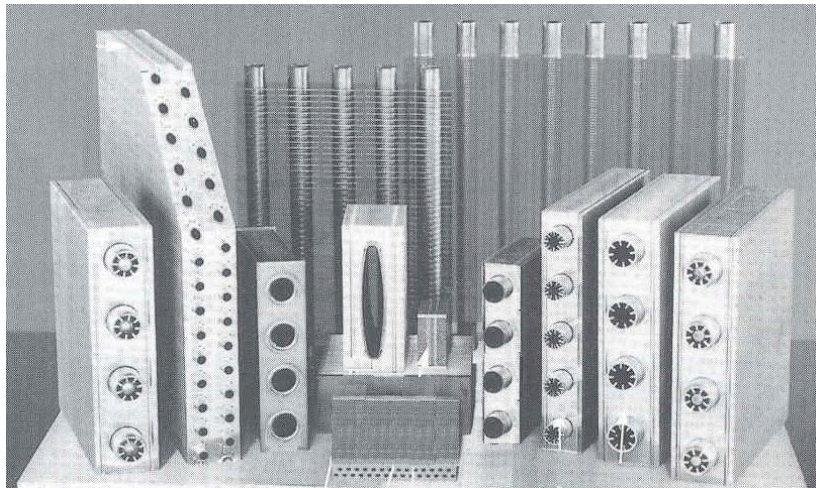


Figura 3.2 - Tipos de Superfícies de Trocadores de Calor de Tubo e Aleta

Os trocadores de calor Soldados por Difusão (Diffusion Bonded) são um tipo de trocador compacto utilizado principalmente em processos que envolvem corrosão e atividade química. A Figura 3.3 mostra um tipo de trocador de calor soldado por difusão chamado Trocador de Calor de Circuito Impresso (PCHE - Printed Circuit Heat Exchanger). Ele tem esse nome porque é formado por uma pilha de placas que tem as passagens dos fluidos fotoquimicamente gravadas usando uma tecnologia adaptada das tábuas de circuito impresso.

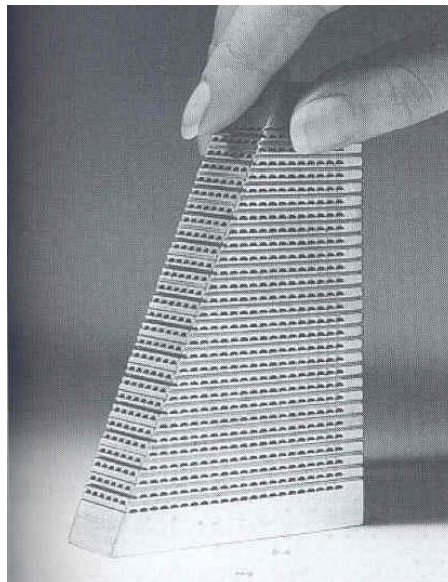


Figura 3.3 – Seção de um trocador de calor tipo PCHE

Os Trocadores de Calor Soldados são os mais utilizados em muitas aplicações industriais. Esses têm uma vantagem em relação a outros tipos de trocadores, que é o fato de terem placas em tamanho padrão, o que faz com que o projeto de um trocador desse tipo se

reduza a simples escolha do tamanho e da quantidade de placas para se obter as características térmicas e de perda de carga desejadas. No entanto, a desvantagem deles é que apresentam diâmetros hidráulicos relativamente grandes na faixa de 5-10 mm. A Figura 3.4 mostra um tipo específico de Trocador de Calor Soldado chamado “Compabloc”.

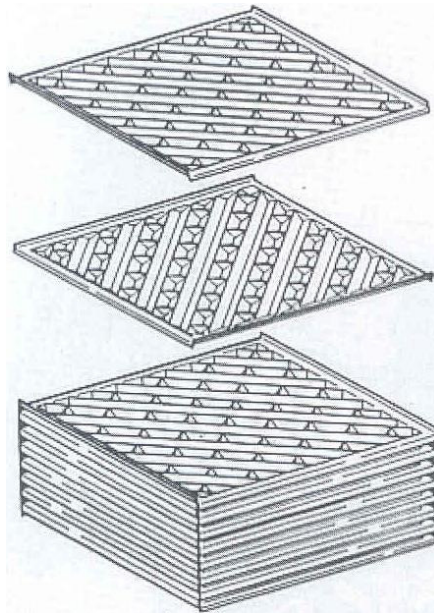


Figura 3.4 – Trocador de calor soldado do tipo “Compabloc”

Os trocadores de calor chamados “Plate and Frame Heat Exchangers” (PHE) são semelhantes aos Trocadores de Calor Soldados, no que se refere às placas padronizadas. Esses são os mais conhecidos dentre os trocadores de calor compactos. São largamente utilizados em indústria de comidas, de bebidas e de processos químicos. Eles consistem em um conjunto de placas que são soldadas ou brazadas, dependendo do tipo, em uma moldura. A Figura 3.5 apresenta algumas formas típicas das placas de trocadores PHE e a Figura 3.6 mostra a montagem das placas na moldura.

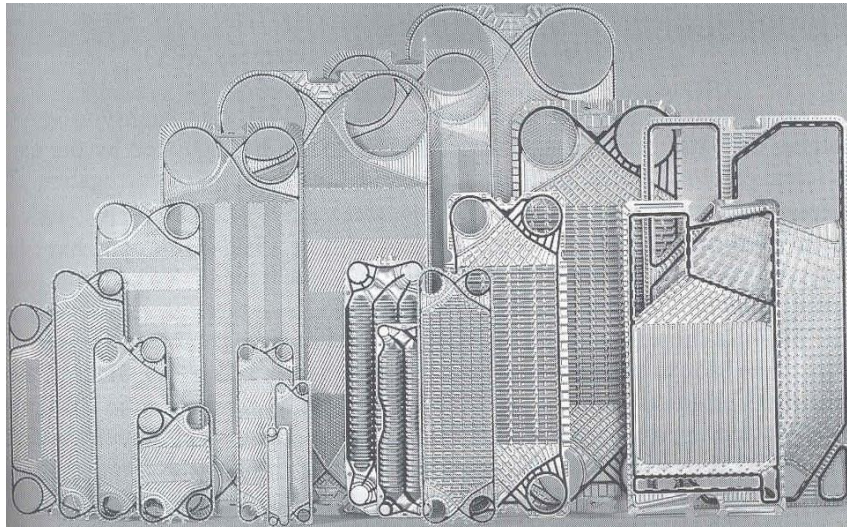


Figura 3.5 – Placas típicas de trocadores PHE

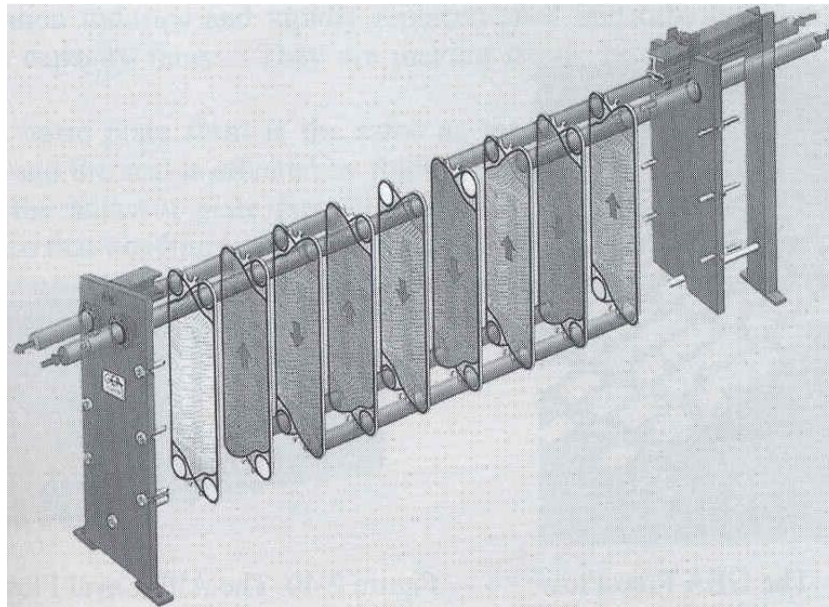


Figura 3.6 – Trocador PHE

Alguns tipos de trocadores de calor compactos são principalmente utilizados em turbinas a gás, e são os de real interesse nesse trabalho. Portanto, os itens seguintes apresentam uma breve descrição de alguns desses trocadores.

3.4 RECUPERADOR TUBULAR

Esse trocador apresenta uma excelente capacidade de resistir a pressões, e segundo McDonald (2003) é muito utilizado na fabricação de turbinas a gás. Ele apresenta uma matriz compacta, composta de tubos de pequeno diâmetro hidráulico, onde um dos fluidos escoar; o outro fluido escoar fora dos tubos. A Figura 3.7 mostra uma matriz do trocador tubular compacto.

No projeto desse trocador de calor pode-se mudar o número de tubos, o diâmetro, o comprimento e o arranjo dos tubos. Portanto, existe, consideravelmente, grande flexibilidade no seu projeto.

Os recuperadores tubulares altamente compactos foram inicialmente desenvolvidos em 1990 com tubos de diâmetros variando de 1 a 0,3 mm, que eram produzidos com uma tecnologia totalmente automatizada. Porém, este recuperador apresentava grande perda de carga no escoamento fora do tubo, devido à geometria complicada que se formava. Além disto, o alto custo dificultou a sua comercialização McDonald (2003).

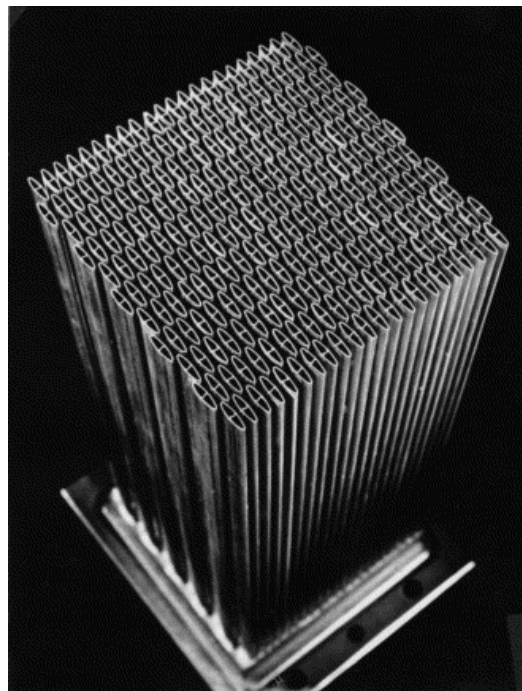


Figura 3.7 - Recuperador Tubular Compacto (McDonald, 2003)

3.5 RECUPERADOR ESPIRAL

Outro tipo de recuperador utilizado em microturbinas a gás é o de geometria espiral, mostrada na Figura 3.8.

Segundo Hesselgreaves (2001) essa geometria foi utilizada pela Rolls Royce para desenvolver um recuperador para microturbinas a gás, que apresenta um escoamento em contracorrente, permitindo uma alta eficiência térmica, mas que é axial, em contraste das formas convencionais de recuperador espiral.

Neste recuperador, o lado do gás (alta temperatura) apresenta aletas planas e o lado do ar tem um formato ondulado. As aletas não são unidas com a superfície primária, o que permite o alívio de tensões cíclicas. O processo de soldagem do conjunto é altamente automatizado e de baixos custos. Os testes de desempenho de tensões térmicas e cíclicas foram feitos com sucesso. Este tipo de recuperador tem vantagens significativas para sistemas de turbinas a gás, de queda de pressão relativamente baixa, em que a recuperação fornecida aumenta consideravelmente a eficiência do ciclo. O diâmetro hidráulico é da ordem de 1,5 mm no lado do ar e de 2,3 mm no lado do gás.

Outro trocador de calor espiral é apresentado por McDonald (2000). A Figura 3.9 mostra a construção básica e configuração do escoamento desse trocador.

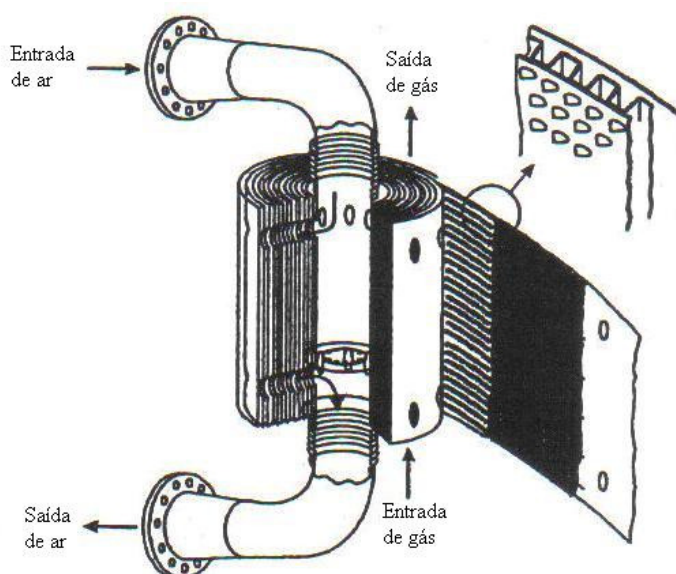


Figura 3.8 - Recuperador espiral Rolls Royce (Hesselgreaves, 2001)

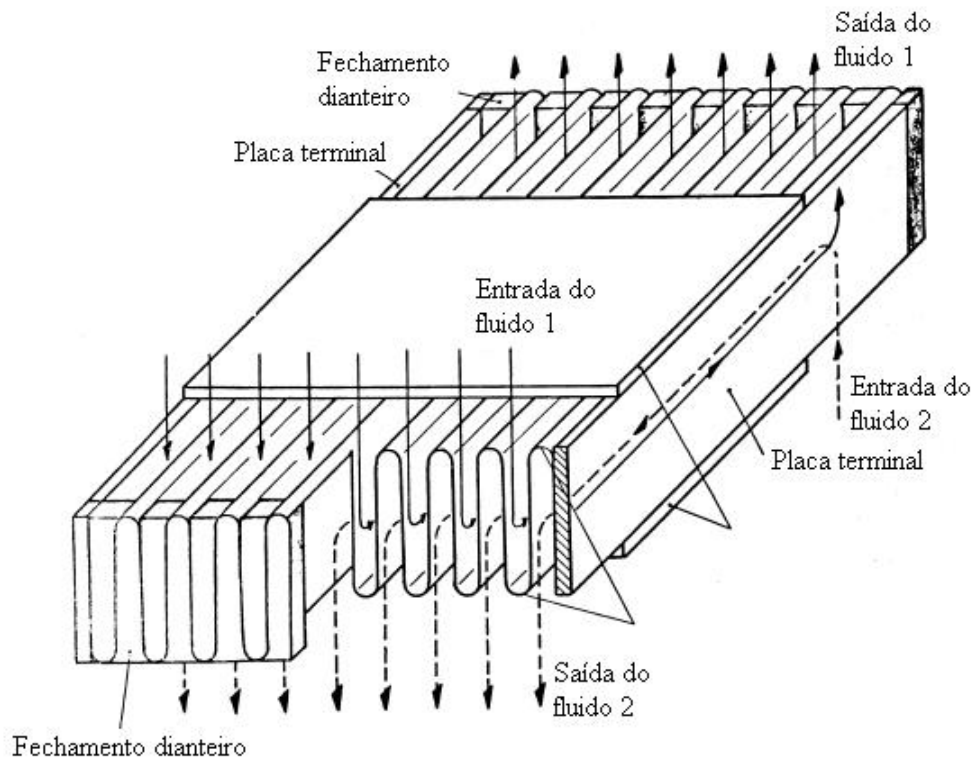


Figura 3.9 - Construção básica e configuração do escoamento em um recuperador espiral
McDonald (2000)

Esta construção tem similaridade com muitos refrigeradores usados em aplicações automotivas. A configuração do fluxo também é em contracorrente. O diâmetro hidráulico do projeto varia 0,75 a 1,85 mm.

3.6 RECUPERADOR ANULAR

O recuperador anular é aquele que é disposto em volta do eixo da máquina, conforme mostra a Figura 3.10. Segundo McDonald (2000), a utilização de um recuperador anular contribui significativamente para minimizar o tamanho total da turbina, tornando o sistema bem mais compacto do que com alguns outros tipos de recuperadores.

De acordo com McDonald (2000), as companhias Solar Turbines, Caterpillar e Capstone Turbine Corporation dos Estados Unidos têm produzido vários milhares de recuperadores do tipo anular. Esses recuperadores são formados por células individuais montadas em um formato anular. O recuperador mostrado na Figura 3.10 é fabricado pela Solar Turbines e têm um diâmetro de aproximadamente 45,7 cm, e é formado por 169 células de ar e cada célula é

formada por placas de aço inoxidável 347, com uma espessura de 0,1 mm. Essas unidades são fabricadas para microturbinas de 30 e 60 kW e são extensivamente testadas quanto à resistência aos ciclos térmicos e ao tempo de vida. O sistema de controle da microturbina limita a velocidade em 60000 rpm. Segundo Shah (2005), com 45000 rpm, a temperatura máxima de entrada no recuperador deve ser 843 °C.

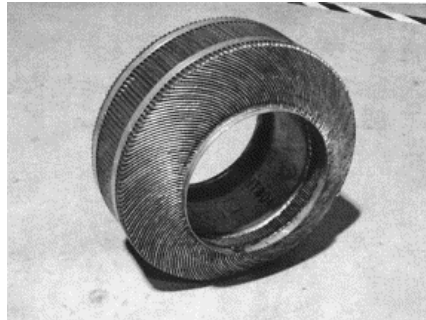


Figura 3.10 – Recuperador de superfície primária anular (Shah, 2005)

3.7 RECUPERADOR DE PLACAS PARALELAS

O recuperador de placas é formado por placas planas ou com algum tipo de ondulação, de modo que o conjunto tenha um formato de caixa, conforme mostra a Figura 3.11 - Esquema de um recuperador de placas (tipo caixa) (Utriainen e Sundén, 2002)1.

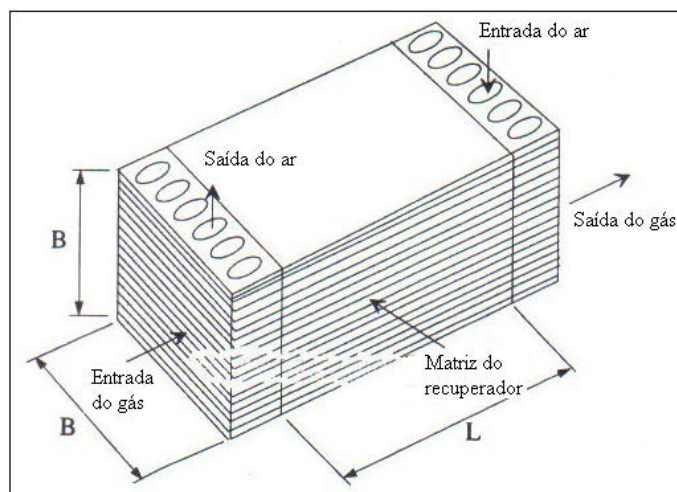


Figura 3.11 - Esquema de um recuperador de placas (tipo caixa) (Utriainen e Sundén, 2002)

Apesar de ser muito utilizado em turbinas a gás, este recuperador não é tão compacto quanto o anular, tornando o sistema volumoso como mostra a Figura 3.12.

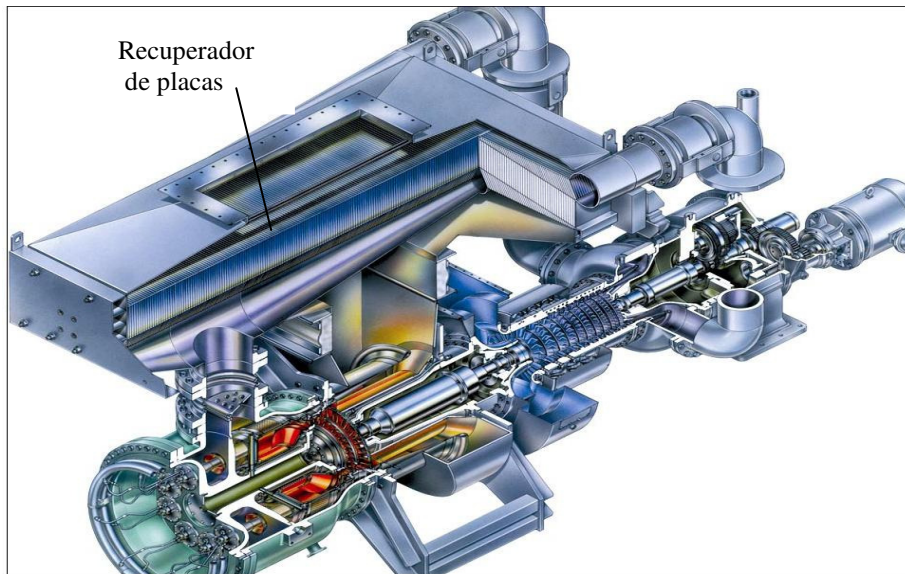


Figura 3.12 – Turbina a gás com recuperador de placas

3.8 SUPERFÍCIES UTILIZADAS EM RECUPERADORES DO TIPO ANULAR E DE PLACAS

A escolha do tipo de superfície de transferência de calor é um dos passos mais importantes no projeto de recuperadores, pois as superfícies devem ser eficientes o bastante para promover a efetividade requerida; e compactas, para não tornar o conjunto excessivamente volumoso e caro. Por isso, o alvo das pesquisas nessa área são as superfícies que apresentam altas densidades de área ou compactação. Os dois tipos de superfícies usadas no projeto de recuperadores de microturbinas são as superfícies aletadas e as superfícies primárias, cujas características são apresentadas abaixo.

3.8.1 – Superfície Aletada

A tecnologia de trocadores de calor de superfície aletada, também chamada secundária, é bastante conhecida. Este tipo de recuperador tem sido usado por várias décadas em muitas aplicações industriais e aeroespaciais.

O desempenho e a integridade estrutural dos recuperadores de placa e aleta foram continuamente melhorados nas últimas décadas. Além disso, esses trocadores de calor têm sido usados em uma grande variedade de tipos de turbinas a gás. Avanços nesses recuperadores continuam sendo feitos (Takase et al., 2002), mas ainda existem importantes limitações nos projetos desses recuperadores: alto custo do material; uso de brasagem (que encarece o projeto); alta taxa de reparos; flexibilidade limitada de material; fabricação complicada e de difícil automatização (Shah, 2005). A Figura 3.13 mostra um recuperador do tipo placa e aleta compacto.



Figura 3.13 – Recuperador de placa e aleta compacto (McDonald, 2003)

3.8.2 – Superfície Primária

Em um recuperador que envolve transferência de calor gás/gás, como as aplicações em microturbinas a gás, os coeficientes de transferência de calor não são significativamente diferentes e, portanto, o uso de superfícies primárias somente, resultará em um balanceamento adequado da troca de calor. Este não é o caso, por exemplo, de um trocador de calor de transferência líquido/gás, onde o coeficiente de transferência de calor do lado do líquido é, provavelmente, de 3 a 10 vezes maior que o coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Nesse caso, se justificaria o uso de um trocador de calor com aletas no lado do ar (Shah, 2005).

Portanto, a utilização de recuperadores de superfícies primárias em microturbinas a gás se mostra adequada, já que o processo de fabricação, desses equipamentos, pode ser totalmente automatizado. Não é necessária a utilização de brasagem, que é um processo caro e

que consome tempo e, eleva o custo final de recuperadores aletados (que, em geral, são brasados). A Figura 3.13.14 mostra um trocador de calor de superfície primária.

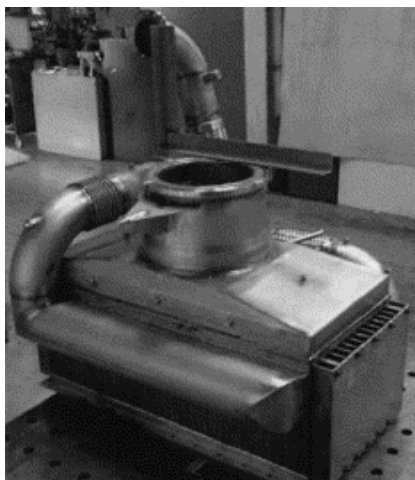


Figura 3.14 – Recuperador de superfície primária (McDonald, 2003)

Outra vantagem da superfície primária é que, enquanto as superfícies estendidas, altamente compactas, apresentam uma eficiência da aleta de aproximadamente 90%, as superfícies primárias fornecem uma eficiência de 100%, do ponto de vista de transferência de calor (Shah, 2005).

Os recuperadores de superfície primária compactos para turbinas são fabricados na forma anular e de placas. Produzidos para vários tipos de microturbinas, esses recuperadores têm demonstrado bom desempenho e integridade estrutural.

Algumas superfícies primárias que têm sido utilizadas em recuperadores de microturbinas e que, segundo Utrainen e Sundén (2002), apresentam grande desempenho competitivo em termos de baixo peso e pequeno volume de matriz, são as superfícies do tipo “Cross-Corrugated” e do tipo “Corrugated Undulated”. Essas superfícies são onduladas e apresentam um diâmetro hidráulico extremamente pequeno, o que faz com elas sejam compactas e eficientes. Por isso, superfícies desses tipos foram escolhidas para o projeto de recuperador apresentado no presente trabalho. Mais detalhes sobre essas superfícies são mostrados nos próximos itens.

- Cross-Corrugated Surface (CC)

A superfície “Cross-Corrugated” (Figura 3.15) tem sido largamente usada em trocadores de calor em processos industriais e, por tradição, é classificada como superfície de transferência de calor tipo placa (Utrainen e Sundén, 2002).

Segundo Utrainen e Sundén (2002), estudos mostram o desempenho deste tipo de superfície, com diâmetros hidráulicos pequenos (menores que 2 mm) desde 1978. Mas, esse conceito foi reavaliado recentemente para possíveis aplicações em recuperadores de microturbinas a gás (McDonald, 2000).

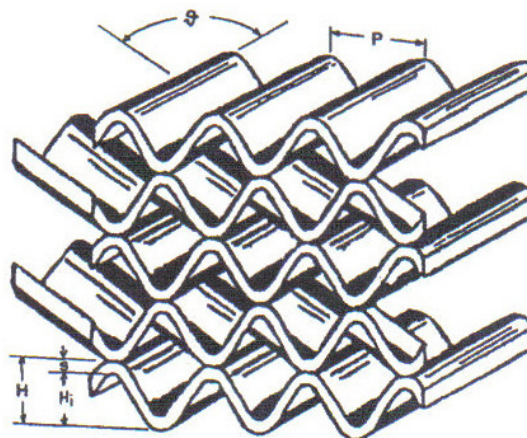


Figura 3.15 – Superfície primária “Cross-Corrugated” (Utrainen e Sundén, 2002)

Segundo Stasiak et al. (1996), a geometria da superfície CC consiste em um pacote de placas cuidadosamente embalado. As placas apresentam ondulações perfeitamente senoidais e são dispostas umas sobre as outras, de forma que uma placa tenha suas ondulações inclinadas em relação às ondulações da placa consecutiva, de um ângulo θ , conforme mostra a Figura 3.15. Dessa forma, um complexo campo de escoamento e temperatura se forma nesse tipo de superfície, o que resulta em altas taxas de transferência de calor e em perdas de carga relativamente baixas.

Os trocadores de calor construídos com essas superfícies são, na verdade, compostos de um número muito grande (por volta de 10^7) de pequenos elementos geométricos idênticos, chamados células unitárias. A célula unitária da superfície “Cross-Corrugated” é mostrada na Figura 3.16. Ela tem duas entradas (W,D) e duas saídas (U,E) e sua geometria é completamente especificada pelos parâmetros P (passo), H (altura externa), s (espessura da placa) e θ (ângulo da corrugação), todos indicados na figura.

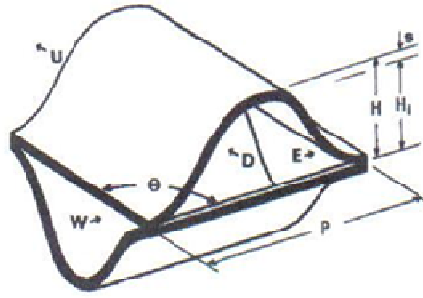


Figura 3.16 – Célula unitária da superfície “Cross-Corrugated”

Outras quantidades geométricas importantes podem ser derivadas desses parâmetros e estão resumidas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Quantidades geométricas principais da superfície CC

Quantidade geométrica	Símbolo	Expressão
Altura interna	H_i	$H - s$
Volume interno	V	$P^2 H_i / \text{sen} \theta$
Área da superfície	S	$2PL / \text{sen} \theta$
Diâmetro hidráulico	d_h	$4V / S$
Área da seção transversal	A_c	$2PH_i \text{sen}(\theta / 2) / \text{sen}(\theta)$

As correlações são baseadas em simplificações de hipótese de ondulação perfeitamente senoidal. O comprimento L na Tabela 3.1 é dado por:

$$L = \frac{2E(\alpha, \pi / 2)}{\pi \cos \alpha} P \quad (3.17)$$

em que E é uma integral elíptica de segundo tipo dada por:

$$E(\alpha, \phi) \equiv \int_0^\phi \sqrt{(1 - \text{sen}^2 \alpha \text{sen}^2 \phi')} d\phi' \quad (3.18)$$

e o ângulo α é dado por:

$$\alpha = \arcsen \frac{\pi H_i / P}{\sqrt{[1 + (\pi H_i / P)^2]}} \quad (3.1)$$

- Superfície Corrugated Undulated (CU)

Esta é uma variante da superfície CC e a diferença em relação a essa é o fato da superfície “Corrugated Undulated” ser formada por duas placas de tamanhos geométricos diferentes e que se intercalam na montagem do trocador (Stasiek, 1998; Ciofalo ET al., 1998), conforme é mostrado em grandes detalhes na Figura 3.17.



Figura 3.17 – Superfície “Corrugated Undulated Surface” (Utriainen e Sundén, 2002)

As placas de cima e de baixo compartilham a mesma geometria, que, assim como na superfície “cross-corrugated”, é caracterizada pelo passo P , pela espessura da placa s , pela altura interna $H_i=H-s$ e pelo ângulo θ entre a direção principal do escoamento e a direção da corrugação. Em aplicações industriais as corrugações são geralmente alinhadas com a direção principal do escoamento ($\theta_c=0$), enquanto as ondulações formam um ângulo θ_u variando de um valor pequeno até 90° . Assim como ocorre com a superfície cross-corrugated, um trocador de calor composto por esta superfície é formado por um grande número de células unitárias, cujo esquema está apresentado na Figura 3.3.18. A Figura 3.18 mostra as duas entradas e as duas saídas da célula unitária.

O volume, as áreas da superfície e da seção transversal, o diâmetro hidráulico e outras grandezas dependem de detalhes de hipóteses sobre a geometria. No caso de hipótese de ondulações perfeitamente senoidais, as equações para cálculo dessas grandezas encontra-se na Tabela 3.1.

Os comprimentos auxiliares L_c e L_u são calculados pela Equação 3.17, usando as dimensões da placa corrugada e da placa ondulada, respectivamente.

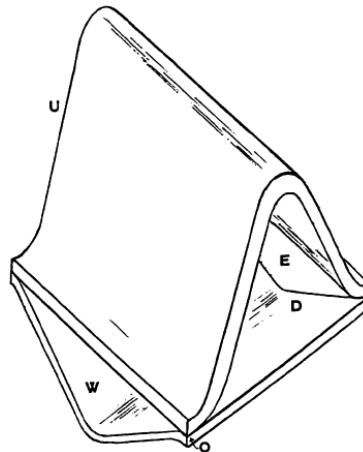


Figura 3.18– Célula unitária da superfície “Cross Undulated”

Tabela 3.2 - Quantidades geométricas principais da superfície CU

Quantidade geométrica	Símbolo	Expressão
Altura interna	H_i	$H - s$
Volume interno	V	$[1/2(P_c^2 H_{ic}) + 1/2(P_u^2 H_{iu})] / \text{sen} \theta_u$
Área da superfície	S	$(P_c L_c + P_u L_u) / \text{sen} \theta_u$
Diâmetro hidráulico	d_h	$4V / S$
Área da seção transversal	A_c	$(P_c H_{ic} \text{sen}(\theta_u / 2) / \text{sen} \theta_u) + (P_u H_{iu} \text{sen}(\theta_u / 2) / \text{sen} \theta_u)$

Seis superfícies do tipo “Cross-Corrugated” e duas do tipo “Corrugated Undulated”, cujos dados geométricos são encontrados na literatura, serão usadas no cálculo geométrico da matriz do recuperador. Essas superfícies serão comparadas quanto ao potencial de uso no projeto de recuperadores, tendo como metas menor volume e menor peso e, conseqüentemente, menor custo. Posteriormente, o desempenho térmico e hidráulico de algumas superfícies será avaliado usando a técnica de dinâmica de fluidos computacional, através do software Ansys CFX.

Capítulo 4

DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A Dinâmica de Fluidos Computacional (do inglês, Computational Fluid dynamics - CFD) é o uso de métodos computacionais para resolver problemas de engenharia com fluidos, incluindo modelagem (matemática e física) e métodos numéricos (solvers, diferenças finitas, geração de malhas, métodos de partículas, etc),

O CFD é uma importante ferramenta no estudo e no projeto de trocadores de calor compactos para microturbinas, pois esta permite explorar o potencial de desenvolvimento e otimização desses equipamentos antes da construção de um protótipo.

O uso de CFD, especialmente para a previsão do desempenho térmico e hidráulico de novas configurações de superfícies de transferência de calor para microturbinas, é relativamente recente, mas tem permitido a obtenção de resultados relevantes na área.

O presente trabalho utiliza esse recurso para o estudo das condições térmicas e hidráulicas do escoamento em superfícies primárias corrugadas. Logo, esse capítulo apresenta, resumidamente, a base teórica da Dinâmica dos Fluidos Computacional usando as referências Maliska (2004).

4.1 INTRODUÇÃO

A Dinâmica dos fluidos estuda o movimento dos fluidos e é governada pelas leis de conservação da física clássica, chamadas Conservação de Massa (Equação da Continuidade),

Conservação de Energia e Conservação da Quantidade de Movimento (Equação de Navier-Stokes). A partir dessas leis, equações diferenciais podem ser derivadas e simplificadas sob circunstâncias apropriadas.

Os modelos matemáticos formados pelas equações diferenciais podem ser resolvidos por métodos teóricos através dos métodos analíticos ou dos métodos numéricos. No entanto, os métodos analíticos são aplicáveis apenas à geometrias e à condições de contorno simples ou a problemas cujas hipóteses simplificadoras necessárias os desviam muito do fenômeno físico real. Portanto, os modelos mais complexos devem ser discretizados e resolvidos através dos métodos numéricos.

Os métodos de mecânica dos fluidos computacional (do inglês, Computational Fluid Dynamics - CFD) são ferramentas que utilizam os métodos numéricos para discretização e aproximação das equações diferenciais por um sistema de equações algébricas. O uso desses métodos só é possibilitado graças ao vertiginoso desenvolvimento de computadores de alta velocidade e de grande capacidade de armazenamento.

Os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais são os Métodos de Diferenças Finitas (MDF), de Elementos Finitos (MEF) e de Volumes Finitos (MVF).

Atualmente, existem diversos softwares comerciais que utilizam os recursos do cálculo de (CFD). Neste trabalho, as simulações serão realizadas utilizando o software Ansys CFX 12, baseado no Método de Volumes Finitos (MVF), que é o método empregado na maioria dos pacotes comerciais devido às suas características conservativas, tornando o método robusto. Mais adiante serão apresentados maiores detalhes sobre o método de Volumes Finitos.

Os processos de modelagem e simulação realizados nesse trabalho através do software Ansys CFX 12 serão divididos em três etapas, sendo elas o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento.

O pré-processamento consiste em: definição da geometria; definição das hipóteses, definição da malha a ser utilizada na discretização do problema, criação dos domínios, determinação das condições de contorno e determinação das condições de convergência.

No *processamento* ocorre a solução das equações de conservação, e, portanto, serão obtidos os resultados.

E por fim, no *pós-processamento*, é realizada a visualização ou análise dos resultados. Além disso, para se certificar de que a solução numérica obtida está próxima da realidade e com um mínimo de erros, será realizada a validação do modelo e dos resultados com dados experimentais confiáveis, além de se analisar criticamente os resultados.

4.2 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

As equações de conservação usadas na resolução de problemas na Dinâmica de Fluidos Computacional, ou seja, as equações de Conservação de Massa, de Quantidade de Movimento e de Energia estão apresentadas nas Equações 4.1, 4.2 e 4.3, respectivamente. Essas equações estão escritas na forma conservativa e preparadas para receber o processo de integração do método dos volumes finitos.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \rho(u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S^{ui} \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S^T \quad (4.3)$$

As Equações 4.1, 4.2 e 4.3 podem ser escritas também de uma forma geral pela Equação 4.4.

$$\frac{\partial (\rho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S^\phi \quad (4.4)$$

onde os termos para cada equação para o caso 3D podem ser encontrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Função para a variável genérica

ϕ	$\mathbf{1}$	\mathbf{u}	v	w
$g^\phi \Delta V$	$\mathbf{0}$	$\sum F_x$	$\sum F_y$	$\sum F_z$

A Equação 4.4 representa a conservação da massa, quando S^ϕ for igual a zero e $\phi = 1$. As equações do movimento nas três direções coordenadas são obtidas fazendo-se ϕ igual a u , v e w com o apropriado termo fonte, que, neste caso, inclui o gradiente de pressão. A equação da energia é obtida fazendo-se $\phi = T$, também com o termo fonte apropriado. Γ^ϕ representa o produto da difusividade pela massa específica da propriedade transportada. Para as equações de Navier-Stokes $\Gamma^\phi = \mu$ e para a equação da energia $\Gamma^\phi = k/c_p$, quando o

escoamento é laminar, e é igual a $\mu_{efetivo}$ e $(k/c_p)_{efetivo}$, quando o escoamento for turbulento.

O primeiro termo do lado esquerdo da Equação 4.4 é o termo temporal e serve para avançar a solução no tempo, seguindo-se transiente real ou um transiente distorcido. Fisicamente, representa a variação da propriedade ϕ dentro do volume de controle. Os outros termos, ainda do lado esquerdo da equação, representam o balanço advectivo da variável ϕ . São, numericamente, os termos mais delicados para tratamento, devido às não-linearidades. Os primeiros três termos do lado direito representam o balanço dos fluxos difusivos, enquanto o termo fonte é responsável por acomodar todos aqueles termos que não se encaixam na forma apresentada pela Equação 4.4. Esta equação pode, ainda, representar a conservação de outras propriedades, como, por exemplo, energia cinética turbulenta k e dissipação da energia cinética turbulenta ε , gerando outras duas equações diferenciais que se acrescentam ao sistema quando o modelo (k- ε), ou uma de suas variantes, for usado para modelar problemas de escoamentos turbulentos.

4.3 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO PARA ESCOAMENTO EM SUPERFÍCIES PRIMÁRIAS CORRUGADAS

As equações apresentadas adiante são as equações de Conservação para o escoamento em superfícies primárias corrugadas, que são formadas por pequenos elementos geométricos idênticos, chamados células unitárias.

Nas equações de Movimento e da Temperatura, devido à adição de um termo fonte extra, a perda de pressão devido ao atrito na parede e o aumento de temperatura devido ao aquecimento, são levados em consideração. O termo fonte extra, no caso da compensação do aumento da temperatura, é obtido através do cálculo da energia de compensação (total de energia que é transferido para o fluido através da parede) que então é compensado para cada célula do domínio computacional.

As equações apresentadas a seguir são válidas para escoamento permanente e periódico com fluido incompressível e de propriedades constantes. A Equação 4.5 apresenta a equação da Continuidade.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.5)$$

A Equação 4.6 apresenta a equação de Navier-Stokes.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \beta \delta_{3i} \quad (4.6)$$

onde o termo fonte extra determina características de perda de carga linear na direção do escoamento (Equação 4.7) e a pressão p é escrita na forma da Equação 4.8.

$$\beta = \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (4.7)$$

$$p = p^* - \beta z \quad (4.8)$$

onde p^* comporta-se periodicamente e não dá nenhuma contribuição à perda de carga da célula unitária repetida.

A Equação 4.9 representa a equação da temperatura.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T^*) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T^*}{\partial x_j} \right) - \rho U_j \sigma \delta_{3j} \quad (4.9)$$

onde σ é um termo fonte extra dado pela Equação 4.10.

$$\sigma = \frac{\partial T_b}{\partial z} = \frac{q_w A_{ht}}{\dot{m} c_p L} \quad (4.10)$$

onde q_w é o fluxo de calor na parede, A_{ht} é a área de transferência de calor da célula unitária, \dot{m} é vazão mássica do fluido, c_p é o calor específico do fluido e L é o comprimento do escoamento em uma célula unitária.

A temperatura T é então escrita como na Equação 4.11.

$$T = T^* + \sigma z \quad (4.11)$$

4.4 MÉTODOS DOS VOLUMES FINITOS – O PROBLEMA DA CONDUÇÃO DE CALOR UNIDIMENSIONAL

O objetivo desse item é introduzir a metodologia de volumes finitos para problemas de transferência de calor e massa e mecânica dos fluidos. Para isso, o clássico problema da condução de calor unidimensional transiente, como equação básica para demonstração do método, é apresentado.

A equação da condução unidimensional transiente com termo fonte é dada pela Equação (4.12).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \quad (4.12)$$

onde c_p foi introduzido no sinal da derivada para que a equação tenha a forma da Equação (4.5), onde ϕ é a temperatura.

A malha empregada é mostrada na Figura 4.1, onde, nas outras direções, as dimensões são tomadas como unitárias.

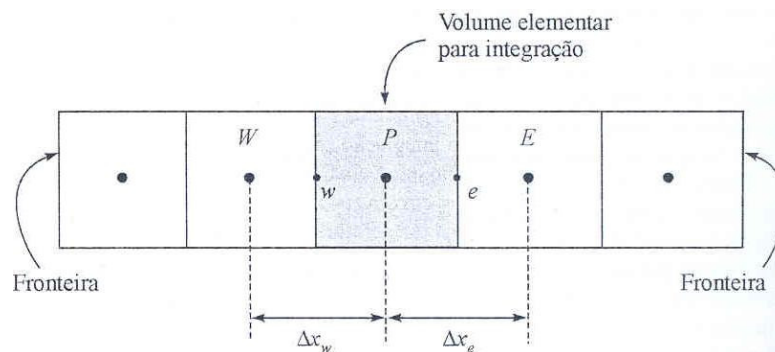


Figura 4.1 – Discretização com Volumes inteiros na Fronteira

A malha adotada possui volumes inteiros em todo o domínio, mas também poder-se-ia ter escolhido termos meios-volumes nas fronteiras, com os pontos nodais sobre as fronteiras. O procedimento dos volumes inteiros é usado porque facilita a generalização do cálculo dos coeficientes quando todos os volumes têm as mesmas características. Além disso, a conservação é garantida para todo o domínio, mesmo quando a função for prescrita na fronteira. Volumes inteiros são criados quando a própria malha é utilizada para definir esses volumes. Quando a malha é utilizada para definir os elementos, como nos métodos dos volumes finitos baseados em elementos, existirão pontos nodais sobre as fronteiras e,

consequentemente, o aparecimento de meios-volumes. A integração no tempo e no espaço da Equação (4.12) mostrada na Equação (4.13) resulta na Equação (4.14).

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w \frac{\partial}{\partial t} (\rho T) dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w S dx dt \quad (4.13)$$

$$\int_w^e (\rho T - \rho^0 T^0) dx = \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \right) dt + \int_t^{t+\Delta t} (S_p T_p + S_c) \Delta x dt \quad (4.14)$$

ou na Equação (4.15).

$$M_p T_p - M_p^0 T_p^0 = \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \right) dt + \int_t^{t+\Delta t} (S_p T_p + S_c) \Delta x dt \quad (4.15)$$

onde M_p e M_p^0 representam a massa dentro do volume elementar nos tempo atual e anterior, respectivamente.

Nas Equações (4.2) e (4.3) o termo fonte foi expandido em uma função linear da temperatura. É lógico que tal relação é a de mais alta ordem possível, uma vez que, com a integração das equações, forma-se um sistema linear. Se o termo fonte tiver termos envolvendo a temperatura ao quadrado, ou outra potência maior, o mesmo requererá iterações para ser atualizado.

É necessário decidir sobre o comportamento do fluxo de calor nas faces do volume elementar durante o intervalo de tempo Δt para que a integração possa ser realizada. Dependendo da função escolhida para o comportamento do fluxo no intervalo de tempo, têm-se as formulações Explícita, Totalmente Explícita e Implícita. Na formulação explícita todas as temperaturas vizinhas a P são avaliadas no instante anterior e, portanto, são conhecidas. É então possível explicitar a incógnita da Equação T_p em função de temperaturas vizinhas, todas conhecidas. Na formulação totalmente implícita é desejável que o termo S_p seja negativo para ajudar na magnitude do termo da diagonal do sistema linear. Sistemas lineares com diagonal dominante são passíveis de solução mesmo por métodos não-robustos. Por fim, a formulação implícita é aquela em que os valores das temperaturas que entram no cálculo do fluxo difusivo são tomados como uma média dos valores dessas temperaturas no começo e no fim do intervalo de tempo. O mais conhecido método nessa classe é o Crank-Nicolson, em que a temperatura é tomada como uma média aritmética entre as temperaturas T_p^0 e T_p .

O fluxo será avaliado no início, em uma posição qualquer, ou no fim do intervalo de tempo. Sabe-se que os valores da temperatura são conhecidos no começo e no fim do intervalo de tempo, e, se o fluxo for avaliado entre uma posição entre os limites do intervalo, será necessário especificar uma função que dá a variação da temperatura dentro do intervalo de tempo.

A Equação (4.12) toma a seguinte forma:

$$M_P T_P - M_P^0 T_P^0 = \left[\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e^\theta - \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w^\theta \right] \Delta t + (S_P T_P^\theta + S_c) \Delta x \Delta t \quad (4.16)$$

onde T_P^θ , que aparece no termo fonte, também deve ser interpolado no tempo. Deve-se também escolher uma função de interpolação espacial para a temperatura, já que a mesma precisa ter sua derivada avaliada nas interfaces do volume de controle. Para esse problema físico, onde se têm apenas efeitos de difusão, é natural escolher uma função linear entre os pontos nodais. Assim, as derivadas nas faces são expressas pelas equações 4.17 e 4.18.

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e^\theta = \frac{T_E^\theta - T_P^\theta}{\Delta x_e} \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w^\theta = \frac{T_E^\theta - T_P^\theta}{\Delta x_w} \quad (4.18)$$

Com essas definições e rearranjo a Equação (4.12) torna-se a Equação 4.19.

$$\frac{M_P T_P}{\Delta t} = \frac{k}{c_p} \Big|_e \frac{T_E^\theta}{\Delta x_e} + \frac{k}{c_p} \Big|_w \frac{T_w^\theta}{\Delta x} + \left[-\frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_e - \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_w \right] T_P^\theta + \frac{M_P^0 T_P^0}{\Delta t} + S_P T_P^\theta \Delta x + S_c \Delta x \quad (4.19)$$

Definindo a função de interpolação no tempo, a Figura 4.2 mostra três funções de interpolação possíveis, que podem ser representadas pela seguinte função $T^\theta = \theta T + (1 + \theta) T^0$ que dá origem aos três tipos de formulações já citadas.

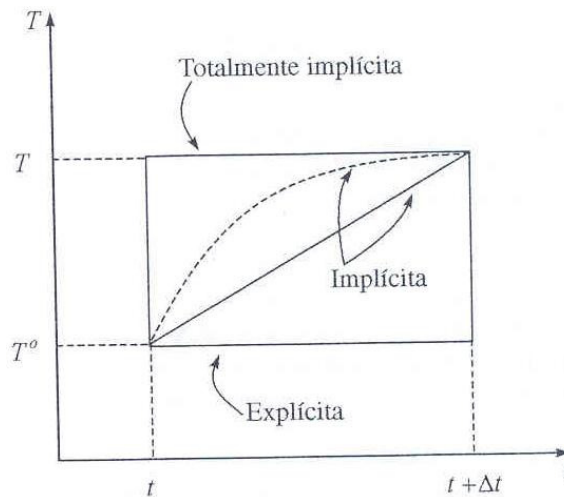


Figura 4.2 – Funções de Interpolação no Tempo

O valor de T^{θ} nesta equação é o valor representativo da temperatura para todo o intervalo. Outras funções de interpolação são possíveis, caso se deseje usar maiores intervalos de tempo e, ao mesmo tempo, seguir o transiente com mais fidelidade.

No método dos volumes finitos, muitas vezes a representação das equações de conservação desloca termos importantes para o termo fonte. Quando isso acontece, é necessário tomar cuidados especiais para que o processo de solução iterativo dos sistemas de equações não divirja. Para tanto, deve-se fazer com que o termo fonte seja levado em consideração o mais implicitamente possível. Isso significa não o manter constante ao longo do passo iterativo. Uma forma de fazer isso é linearizá-lo, de tal maneira que a variável em questão, presente no termo fonte, atue implicitamente e não seja apenas substituída pelo seu último valor disponível.

A obtenção das equações aproximadas para problemas bi- e tridimensionais segue exatamente o mesmo procedimento já descrito para o problema unidimensional, isto é, realiza-se a integração na forma conservativa no espaço e no tempo. As Figuras 4.3 e 4.4 mostram o volume elementar P com seus vizinhos para as situações bidimensional e tridimensional, respectivamente. Os índices F (*front*) e B (*back*) denominam os volumes no sentido positivo e negativo do eixo z, respectivamente.

Os eixos foram desenhados de forma a resultarem na usual representação norte, sul, leste, oeste, quando o problema for bidimensional.

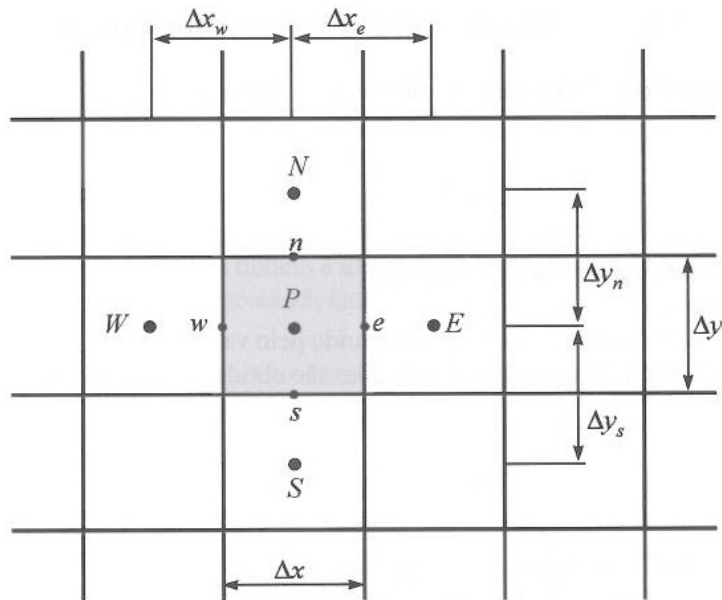


Figura 4.3 – Volume elementar para o problema da condução bidimensional

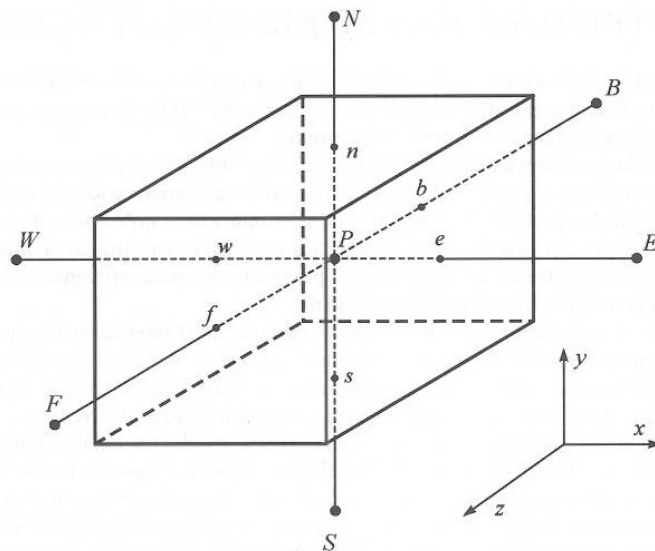


Figura 4.4 – Volume elementar para o problema da condução tridimensional

A equação da condução em três dimensões para regime transiente com termo fonte tem a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} + S \right) \quad (4.20)$$

A integração dessa equação no espaço e no tempo, aproximando as derivadas nas interfaces do volume elementar por diferenças centrais e usando uma formulação totalmente implícita resulta em

$$A_p T_p = A_e T_E + A_w T_W + A_n T_N + A_s T_S + A_f T_F + A_b T_B + B_p \quad (4.21)$$

onde os coeficientes são dados por

$$A_e = \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_e \Delta y \Delta z \quad (4.22)$$

$$A_e = \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_w \Delta y \Delta z \quad (4.23)$$

$$A_e = \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_n \Delta y \Delta z \quad (4.24)$$

$$A_e = \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_s \Delta y \Delta z \quad (4.25)$$

$$A_e = \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_f \Delta y \Delta z \quad (4.26)$$

$$A_e = \frac{k}{c_p \Delta x} \Big|_b \Delta y \Delta z \quad (4.27)$$

$$B_p = A_p^o T_p^o + S_c \Delta x \Delta y \Delta z \quad (4.28)$$

$$A_p^o = \frac{M_p^o}{\Delta t} = \frac{\rho^o}{\Delta t} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (4.29)$$

$$A_p = A_e + A_w + A_n + A_s + A_f + A_b + \frac{M_p}{\Delta t} - S_p \Delta x \Delta y \Delta z \quad (4.30)$$

Nas equações anteriores, está prevista a possibilidade de ρ variar com o tempo. Quando isso não acontecer, $M_p / \Delta t = M_p^o / \Delta t$. As equações discretizadas para situações bidimensionais são obtidas eliminando as conexões do eixo z e fazendo $\Delta z = 1$.

Na aplicação do método de volumes finitos, a resolução das equações e a obtenção de resultados dependem da determinação do sistema de equações algébricas completo, que por sua vez depende das equações de volume que estão na fronteira, ou seja, das condições de contorno. Existem diversas formas de aplicar as condições de contorno. Uma delas é criar uma malha na qual o ponto central do volume de controle fique sobre a fronteira. Esse procedimento dá origem a meio-volume de controle perto da fronteira e a volumes internos inteiros. Outra forma é o uso de volumes fictícios, que como seu próprio nome indica, não existe e não tem posição geométrica na malha. A prática dos volumes fictícios é atraente, de fácil aplicação, e usa volumes, respeitando os princípios de conservação para todo o domínio. Todos os volumes, inclusive os de fronteira são interpretados como internos, uma vez que são criados os volumes fictícios. A desvantagem é a criação de novas incógnitas, o que aumenta o tamanho do sistema linear. No entanto, a forma mais adequada, devido ao seu embasamento físico e à possibilidade de generalização para sistemas coordenados mais complexos, é realizar a integração das equações de conservação também para os volumes de fronteira, da mesma forma realizada para os volumes internos, respeitando as condições de contorno existentes. Assim não existe aumento no número de equações e as condições de contorno ficam embutidas nas equações para os volumes de fronteira. Nesse caso, três tipos de condições de contorno são possíveis: Temperatura Prescrita, Fluxo Prescrito e Convecção.

O método de volumes finitos é usado para resolver tanto problemas unidimensionais como bi e tridimensionais. Seja qual for o tipo de problema, o resultado é sempre a obtenção de um sistema linear que sempre pode ser escrito na forma matricial. A matriz dos coeficientes é que muda sua estrutura de acordo com a dimensão do problema e da ordenação dos volumes elementares.

Quando o problema é não-linear, a matriz contém coeficientes dependentes da variável e deve, portanto, ser atualizada ao longo das iterações. Quando o método de solução do sistema linear é iterativo, pode-se confundir as iterações devido às não-linearidades com aquelas do método de solução. Como em geral se usam métodos iterativos, é comum a afirmação de que as não-linearidades não introduzem dificuldades nas formulações numéricas. No entanto, do ponto de vista de convergência isso não é verdade, pois, dependendo da natureza da não linearidade, a obtenção da solução poderá ser mais lenta.

Os métodos de solução de um sistema linear podem ser classificados em diretos e iterativos. Os métodos diretos são todos aqueles que trabalham com a matriz completa e necessitam de processos equivalentes à inversão da matriz completa. Exemplos desse método são Eliminação de Gauss e Decomposição LU. Os métodos iterativos são aqueles que requerem uma estimativa inicial para dar prosseguimento ao processo de solução. Alguns

exemplos são: Método de Jacobi, Método de Gauss-Seidel e Método das Sobre-Relaxações Sucessivas (S.O.R.).

A solução numérica de uma equação diferencial, por ser discreta, possui erros de aproximação que a distanciam da solução exata. Esses erros são chamados de erros de truncamento e podem ser determinados utilizando-se a expansão em série de Taylor da função em torno de um ponto para obter as expressões numéricas das derivadas do operador diferencial. O erro de truncamento de uma aproximação depende, obviamente, da ordem da aproximação escolhida para as derivadas do operador diferencial.

Em geral os problemas de engenharia dão origem a sistemas de equações não-lineares complexas, resolvidas de forma seqüencial, em que acoplamentos delicados estão presentes. Nesse caso, é muito difícil provar matematicamente que uma aproximação numérica é estável e convergente; e parâmetros como tamanho de malha, tamanho do intervalo de tempo e coeficientes de relaxação, são difíceis de obter. Por isso, a tarefa de realizar simulações numéricas, além de exigir o perfeito conhecimento da física do problema, requer experiência para encontrar os parâmetros que levem o processo iterativo para convergência.

4.5 O ACOPLAMENTO PRESSÃO-VELOCIDADE

Quando o problema de interesse é determinar as condições de troca de calor por convecção através da equação da energia - como é o caso do presente trabalho - o campo de velocidades não é conhecido e deve ser determinado antes, ou simultaneamente, com o campo de temperaturas.

Portanto, nesse caso, existem dois problemas a ser resolvido: o de Mecânica dos Fluidos e o de Transferência de Calor. O mais difícil de ser resolvido é o de Mecânica dos Fluidos, devido ao delicado acoplamento entre pressão e a velocidade e as não-linearidades presentes nas equações de conservação da quantidade de movimento linear.

Atualmente, existem muitos métodos para tratar desse acoplamento. O objetivo de todos eles é criar uma equação para a pressão que permita que o processo iterativo avance, observando a conservação da massa. Os principais métodos são: de Chorin, SIMPLE (Semi Implicit Linked Equations), SIMPLER, PRIME (Pressure Implicit Momentum Explicit) e o SIMPLEC (Simple Consistente). São dois os métodos de Chorin; o primeiro foi concebido para problemas em que apenas a solução de regime permanente era de interesse e o segundo pode resolver problemas seguindo o transiente real. No método SIMPLE a pressão é escrita

como a soma da melhor estimativa da pressão disponível, P^* , mais uma correção P' , que é calculada de maneira a satisfazer a equação da continuidade. O método SIMPLER apresenta uma nova maneira de calcular o campo de pressões em cada iteração, procurando associar o cálculo do campo de pressões com as equações que regem o fenômeno. A correção do campo de velocidades é feita de maneira idêntica àquela do método SIMPLE. No método PRIME os dois passos (correção da velocidade e cálculo da pressão) são realizados de uma só vez. E no método SIMPLEC o procedimento é idêntico ao SIMPLE diferenciando apenas nas equações de correção das velocidades.

4.6 MALHAS

A geração da malha é o processo pelo qual é realizada a discretização espacial para se aplicar um modelo de solução numérica. A malha gerada pode ser de diversos formatos geométricos tais como triangulares, tetraédricos, prismáticos, piramidais e hexaédricos. Na figura 4.5 são mostrados os tipos de malha.

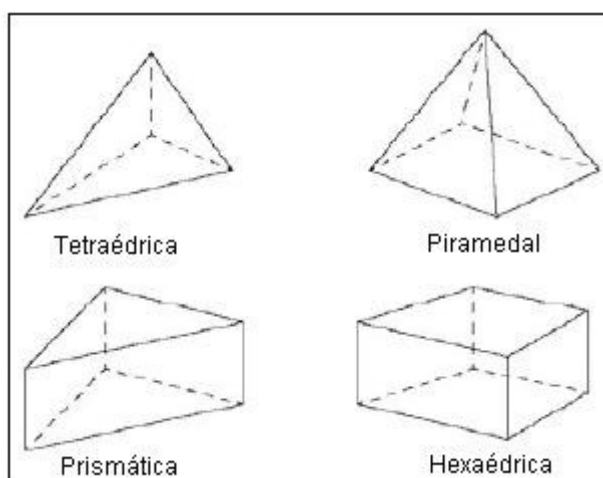


Figura 4.5 – Tipos de malhas

Alguns métodos numéricos, como o MVF, permitem a utilização de malha híbrida, ou seja, a aplicação de malhas de diferentes tipos.

A escolha da malha depende da complexidade da geometria estudada e dos pontos de maior interesse na geometria. Isso significa dizer que para a solução de um problema que tenha uma geometria complexa, com curvaturas e mudanças de direção, é recomendável a utilização de uma malha híbrida ou, em alguns casos, de malha não estruturada, que não tenha uma forma geométrica definida.

A solução dos modelos numéricos está inteiramente ligada ao tipo de malha escolhida e à sua suficiente refinação. O que quer dizer que a malha deve ter um número mínimo de elementos de forma que o erro da solução seja extremamente baixo. Além disso, os elementos da malha devem acompanhar da melhor maneira possível a geometria da superfície. Normalmente, para aplicação em escoamento de um fluido, é necessário que a malha seja mais refinada na região da camada limite.

4.7 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Na literatura, muitos autores relatam o escoamento em trocadores de calor compactos para microturbinas a gás como sendo apenas laminar, o que se deve à baixa velocidade de escoamento e às pequenas dimensões da geometria (Utriainen, 2001; Consultant, 2003; McDonald, 2003).

Segundo Utriainen (2001), as hipóteses de escoamento laminar podem não ser corretas para valores de Re superiores a 2000, pois o complexo escoamento observado nos canais formados pelas superfícies corrugadas pode resultar em escoamento de transição com níveis moderados de Re . Logo, nesse trabalho utilizou-se o limite do número de Reynolds de 200 a 2000. Mas, na validação do modelo simulado, alguns modelos de turbulência foram usados, pois o trabalho experimental (Stasiek et al., 1996) utilizado como base para a validação, relatou testes com Re superiores a 2000. Portanto, vale mencionar aqui os modelos de turbulência.

Os modelos de turbulência são classificados em quatro categorias, dependendo da complexidade da sua resolução, da precisão dos resultados e do número de equações. Deste modo, os modelos de turbulência podem ser:

1) Algébricos de viscosidade turbulenta, os quais não envolvem equações diferenciais parciais no cálculo da viscosidade turbulenta.

2) Diferenciais lineares de viscosidade Turbulenta, resolvendo uma ou duas equações diferenciais para quantidades turbulentas, e determinando a viscosidade e a difusividade turbulentas.

Os modelos Algébricos de Viscosidade Turbulenta e os Diferenciais Lineares de Viscosidade Turbulenta podem ainda ser subdivididos em modelos de uma equação, os quais resolvem uma equação de transporte para uma quantidade turbulenta (normalmente a energia

cinética turbulenta) e modelos de duas equações, que têm dominado os códigos de CFD para aplicação industrial.

3) *Diferenciais de tensões de Reynolds*, que não usam o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq. Logo, as equações de transporte para as tensões turbulentas são modeladas diretamente junto com uma equação de transporte para a escala de comprimento de turbulência. Esses modelos superam os anteriores em termos de resultado, principalmente por levarem em conta os efeitos de não equilíbrio local e a anisotropia da turbulência. Isso se deve ao tensor de Reynolds ser integralmente modelado, levando ao aparecimento de seis novas equações. A grande desvantagem desses modelos é a sua maior complexidade, levando a um aumento significativo do tempo computacional;

4) *Não lineares de viscosidade turbulenta e algébricos de tensões de Reynolds*, nos quais o tensor de Reynolds pode ser determinado como uma expansão não linear de componentes de deformação e rotação do escoamento médio, sendo que cada termo é multiplicado por uma viscosidade aparente.

Neste capítulo serão vistos apenas os modelos, cuja utilização é mais comum no campo das turbomáquinas e que tem se mostrado bastante robustos em diversas aplicações.

A maioria dos modelos de turbulência usados nos códigos computacionais utiliza os modelos de uma ou de duas equações de transporte.

A classificação dos modelos mostrada acima menciona a modelagem da viscosidade turbulenta, por isso, é necessário entender o seu conceito. Essa viscosidade relaciona a tensão turbulenta diretamente com a deformação do escoamento médio e foi proposta por Boussinesq em 1877 para fechar o sistema de equações, modelando assim o tensor de Reynolds. O seu conceito é similar à relação entre a tensão cisalhante e a gradiente de velocidade de um escoamento newtoniano. Assim, sendo pode-se escrever, para um escoamento tridimensional:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (4.31)$$

O termo envolvendo o delta de Kronecker δ_{ij} surge devido à necessidade de compatibilizar a definição da energia cinética k com a soma do traço do tensor de Reynolds modelado através da hipótese de Boussinesq. De fato, fazendo $i=j$, tem-se:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k = -2k$$

(4.32)

Isto é:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (4.33)$$

Pode-se observar que a viscosidade turbulenta μ_t é uma propriedade do escoamento e não do fluido, como é o caso da viscosidade molecular, constituindo em uma forte não linearidade na solução das equações. Isso leva a uma grande dificuldade de avaliação desta propriedade. A viscosidade turbulenta é dependente do espaço e do tempo.

A energia cinética turbulenta k também aparece no modelo de fechamento proposto por Boussinesq. No entanto, como k depende apenas do traço do tensor de Reynolds, ela tem uma natureza semelhante à pressão e poderá ser incorporada a ela, como pode ser visto na equação abaixo. Substituindo a expressão acima nas equações de RANS (desconsiderando as forças de corpo), chega-se a

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(P + \frac{2}{3} k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.34)$$

Observa-se que a equação 4.16 tem uma natureza fechada, sendo composta de um mesmo número de equações e de incógnitas. No entanto, ainda resta a modelagem da turbulência (cálculo da viscosidade turbulenta), que é feito simultaneamente com o cálculo da energia cinética turbulenta.

4.8 MODELOS DE DUAS EQUAÇÕES

Os modelos de duas equações têm dominado as aplicações de CFD para a indústria, incluindo para microturbinas. Esses modelos são compostos de uma equação de transporte para a energia cinética turbulenta podendo ser a outra para o comprimento característico ou para a dissipação de energia cinética turbulenta. A partir das equações para as tensões de Reynolds, é possível encontrar novas equações escritas em função da energia cinética turbulenta k , da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ε , da taxa de dissipação

específica ω ou até mesmo do comprimento característico turbulento, l_t . Isso é possível porque existem correlações entre essas grandezas, como será visto mais adiante. Assim surgem diversos modelos de duas equações: $k-\varepsilon$, $k-\omega$, $k-l_t$, etc. Desses, os mais usados são o $k-\varepsilon$ e $k-\omega$.

O modelo $k-\varepsilon$ é formulado com escalas de turbulência de número de Reynolds alto, por essa razão ele não é aplicado em regiões próximas as da parede. A introdução de funções de parede ou o desenvolvimento de modelos especiais de $k-\varepsilon$, tais como o RNG $k-\varepsilon$, ampliam os casos possíveis de utilização dessas equações. O modelo de duas equações proposto por Wilcox (1998), o $k-\omega$, tem vantagem sobre o $k-\varepsilon$ nas regiões próximas as da parede, mas é mais sensível às condições de contorno de turbulência no escoamento livre. A forma encontrada para combinar as vantagens desses dois modelos de duas equações mostrados acima foi através de uma formulação mista baseada em função de ajustagem que seleciona automaticamente as zonas de uso de $k-\varepsilon$ e de $k-\omega$. Assim, em regiões próximas as da parede $k-\varepsilon$ é automaticamente selecionado, enquanto que no escoamento livre a seleção é direcionada para $k-\omega$. Isso é feito através de uma função f que seleciona um ou outro modelo. é esta a metodologia implantada no modelo de transporte de tensão cisalhante (SST), largamente usado na atualidade.

4.9 EQUAÇÕES DE TRANSPORTE PARA A ENERGIA CINÉTICA TURBULENTA

Um caso especial para as equações de transporte para as tensões de Reynolds mostradas nos capítulos anteriores é quando o índice $i = j$ e todos os termos são divididos por 2. Procedendo dessa forma, chega-se à equação de transporte, sendo a variável transportada a energia cinética turbulenta:

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial} \left[\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{\rho u_i' u_i' u_j'} - p' u_j' \right] \quad (4.35)$$

O primeiro termo do lado direito da expressão acima representa a produção de k que significa a taxa de transferência de energia do escoamento médio para a turbulência. Pode-se observar que a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta já aparece nessa equação. Essa taxa é convertida em energia interna do escoamento que, no equilíbrio, deve ser igual à

taxa de produção de k . Senão, do contrário haveria um aumento ilimitado de k . Em modelos de uma equação, a taxa de dissipação ε é modelada através de relações algébricas, como mostrado logo abaixo, enquanto que em modelos de duas equações é modelada através de uma segunda equação de transporte, que será mostrada no próximo item. Esse termo é representado por:

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} \quad (4.36)$$

O termo $\mu \partial k / \partial x_j$ representa a difusão molecular da energia cinética e o termo $\partial [p' u'_i / \partial x_k]$ é chamado de difusão de pressão.

Observa-se que na equação de transporte para a energia cinética turbulenta aparece um termo de terceira ordem, que representa a taxa de transporte de k através do fluido pelas flutuações turbulentas. Esse termo faz parte do problema de fechamento do problema e deve ser modelado.

Para se conseguir fechar essa equação de terceira ordem, Neto (2000) mostrou a proposta de Prandtl (1945) de existência de um processo análogo ao transporte difusivo molecular, ou seja, $-\overline{u'_i \phi'} \approx \nu_t \partial \phi / \partial x_j$, onde ϕ representa o campo médio da função $\tilde{\phi}$, cuja flutuação ϕ' está sendo considerada. Contudo, não há uma analogia direta entre o termo de difusão de pressão e o de difusão molecular. Por isso, a prática que tem sido empregada é agrupar o termo de difusão de pressão ao termo de difusão de transporte turbulento e modelar a soma dos dois termos por difusão por gradiente, como mostrado abaixo:

$$-\frac{1}{2} \overline{\rho u'_i u'_i u'_j} - \overline{p' u'_j} = \frac{\mu T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (4.37)$$

na qual σ_k é um parâmetro de fechamento e é normalmente tomado como constante. Substituindo essa expressão na equação de transporte para a energia cinética turbulenta, chega-se a:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.38)$$

O termo de dissipação ε também deve ser modelado. Nota-se que ainda existem duas incógnitas, a taxa de dissipação ε e o comprimento característico l . Taylor em 1935, utilizando-se puramente de análise dimensional, propôs a seguinte relação:

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.39)$$

Sendo C_D uma constante que é determinada empiricamente. Pode-se notar que nessa expressão tanto ε como l não dependem de qualquer propriedade física do fluido.

Substituindo a expressão de ε na equação de transporte para a energia cinética turbulenta, chega-se a:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho C_D \frac{k^{3/2}}{l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.40)$$

A viscosidade turbulenta pode ser reescrita como sendo:

$$\nu_t = k^{1/2} l = C_D \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (4.41)$$

O modelo de turbulência não está completo sem definir os coeficientes de fechamento σ_k e C_D e o comprimento característico turbulento l . Foi verificado experimentalmente que em escoamento turbulento em equilíbrio, a seguinte igualdade é válida: $-\overline{u_i' u_j'} / k = \text{constante}$. A partir daí, lembrando que o modelo de comprimento de mistura obedece à seguinte correlação:

$$-\overline{u' v'} = \nu_t \frac{\partial U}{\partial y} = l_m^2 \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 \quad (4.42)$$

Tem-se então:

$$\left(-\overline{u' v'} \right)^{1/2} = l_m \frac{\partial U}{\partial y} \quad (4.43)$$

Portanto, chega-se a:

$$\left(-\frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} \right) = C_D^{1/2} \quad (4.44)$$

Dados experimentais mostraram que o quociente entre a tensão de Reynolds e a energia cinética turbulenta fica entre 0,23 e 0,30. Consequentemente, o valor de C_D se situa entre 0,07 e 0,09. O valor de σ_k foi determinado como sendo 1,0.

4.10 EQUAÇÕES DE TRANSPORTE PARA A TAXA DE DISSIPACÃO TURBULENTA

A equação de transporte para ε também pode ser deduzida de modo exata, como foi feito para k , porém com uma quantidade considerável de operações algébricas, por tomar a seguinte média temporal:

$$2\nu \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_k} [N(\tilde{U}_i)] = 0 \quad (4.45)$$

Assim, chega-se às equações de transporte para a taxa de dissipação turbulenta, que é escrita em função de ε :

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = & -2\mu \left[\overline{u'_{i,k} u'_{j,k}} + \overline{u'_{k,i} u'_{k,j}} \right] \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - 2\mu \overline{u'_k u'_{i,j}} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k \partial x_j} \\ & - 2\nu \overline{u'_{i,k} u'_{k,m} u'_{i,m}} - 2\nu \overline{u'_{i,k} u'_{i,m}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \overline{\mu u'_j u'_{i,m} u'_{i,m}} - 2\nu \overline{u'_{j,m} u'_{j,m}} \right] \end{aligned} \quad (4.46)$$

De forma semelhante ao desenvolvimento da equação k , o transporte turbulento e a difusão de pressão são modelados como a difusão por gradiente:

$$\left[-\overline{\mu u'_j u'_{i,m} u'_{i,m}} - 2\nu \overline{u'_{j,m} u'_{j,m}} \right] = \frac{\mu T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \quad (4.47)$$

Aparecendo nessa expressão uma nova constante como o parâmetro de fechamento. Como a produção de k , P_k , deve ser balanceada pela produção de ε (primeiro termo do lado direito da equação 4.29), P_ε , para evitar um aumento ilimitado de k , pode-se escrever:

$$P_\varepsilon \approx \frac{\varepsilon}{k} P_k \quad (4.48)$$

Por outro lado, o termo de destruição de ε é tomado como sendo o inverso de k , como mostrado a seguir:

$$d_\varepsilon \approx \frac{\varepsilon}{k} \varepsilon \quad (4.49)$$

Com essas correlações, chega-se à equação de transporte para a taxa de dissipação turbulenta e modelada:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.50)$$

Sendo a viscosidade turbulenta representada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.51)$$

Os parâmetros de fechamento dessa equação são: $C_\mu=0,09$, $\sigma_\varepsilon=1,3$, $C_{\varepsilon 1}=1,44$ e $C_{\varepsilon 2}=1,92$.

O modelo RNG k - ε se baseia na análise da renormalização das equações de Navier-Stokes e tem a mesma formulação do modelo k - ε , com exceção do cálculo de $C_{\varepsilon 2}$ que deixa de ser uma constante e passa a ser uma função da taxa de deformação média. Além disso, as demais constantes assumem valores ligeiramente diferentes, como descrito abaixo:

$$C_\mu = 0,085, \quad \sigma_\varepsilon = 0,72, \quad \sigma_k = 0,072, \quad C_{\varepsilon 1} = 1,42, \quad C_{\varepsilon 2} = \tilde{C}_{\varepsilon 2} + \frac{C_\mu \lambda^3 (1 - \lambda / \lambda_0)}{1 + \beta \lambda^3},$$

onde $\tilde{C}_{\varepsilon 2} = 1,68$, $\lambda = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$, $\lambda_0 = 4,38$ e $\beta = 0,012$.

Silva Freire (2002) mostrou que as constantes e funções que aparecem nesse modelo são obtidas teoricamente e não empiricamente, como é o caso de k - ε tradicional. O modelo pode ser aplicado à subcamada limite viscosa, sem a necessidade de inclusão de correções nas constantes ou funções nos escoamentos nas equações de transporte.

Esse modelo oferece um espectro de aplicação maior. Resultados preliminares indicam que o modelo RNG k - ε fornece previsões mais precisas em situações de escoamento incluindo separação, linhas de correntes curvas e regiões de estagnação.

4.11 MODELOS DE DUAS EQUAÇÕES K- ε

Na modelagem de escoamentos turbulentos, chegou-se à conclusão da necessidade de se obter uma nova equação, uma vez que a modelagem que utiliza uma só equação (k), ou duas equações k - ε não obtinha resultados satisfatórios para determinados escoamentos turbulentos, ou para regiões próximas à parede. Assim, definiu-se a taxa de dissipação específica ω , que é definida como sendo: $\omega = \varepsilon / k$. Logo, a viscosidade turbulenta é obtida por

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \quad (4.52)$$

Utilizando as relações acima e um procedimento similar ao que foi adotado para deduzir as equações de k e de ε , pode-se deduzir a equação de transporte de ω . O modelo de k - ω proposto por Wilcox (1998) é representado pela expressão abaixo.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma v t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (4.53)$$

Os coeficientes dessa equação tomam os valores apresentados a seguir.

$$\alpha_1 = 13/25, \beta_0 = 9/125, \beta_0^* = 9/100, \sigma = 1/2, \sigma^* = 1/2$$

$$\beta = \beta_0 f_\beta, \beta_0^* \beta^* = f_{\beta^*}, f_\beta = \frac{1 + 70 \xi_\omega}{1 + 80 \xi_\omega}, \xi = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_0^* \omega)^3} \right|$$

$$\varepsilon = \eta^* \omega k, \quad l = k^{1/2} / \omega$$

Os termos Ω_{ij} e S_{ij} são os tensores de rotação e de deformação do escoamento médio, definidos respectivamente por:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad S_{ij} = \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

Em regiões de baixos números de Reynolds, quando k e ε tendem a zero, o modelo k - ε encontra dificuldade de convergência na equação de ε , onde k aparece no denominador. Esse problema não aparece no modelo k - ω .

4.12 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE MODELOS DE TURBULÊNCIA

Com as equações escritas em termos de k , ε e ω , foram desenvolvidos os modelos turbulentos de duas equações, k - ε ou k - ω , para resolução das equações de Navier-Stokes e de energia para escoamentos turbulentos.

Verificou-se que, em geral, se obtêm melhores resultados quando se utiliza o *modelo* k - ω em regiões próximas às paredes, e o modelo k - ε nas regiões distantes da parede.

O modelo k - ε tem estabilidade numérica, robustez, precisão e, portanto, fornece boas previsões para vários tipos de escoamentos do interesse da engenharia. Porém, há algumas aplicações onde esse modelo não é apropriado, como, por exemplo, em escoamentos com separação da camada limite, com mudanças repentinas na taxa média da tensão, com líquidos giratórios ou com superfícies com excesso de curvas.

O modelo RNG k - ε tem melhor precisão em escoamento rotativo e em superfícies curvas, e ainda tem a capacidade de capturar pequenas vorticidades geradas por pequenos orifícios pertencentes à geometria.

O modelo SST (Shear Stress Transport) conjuga as vantagens do modelo k - ε com as do modelo k - ω , pois emprega as expressões para k - ε e para k - ω e utiliza um fator F que varia de 0 a 1, dependendo se a região analisada é próxima da parede ou não.

O modelo das tensões de Reynolds (RSM) é baseado nas equações de transporte para todos os componentes do tensor das tensões de Reynolds e da taxa da dissipação. Este modelo não usa a hipótese da viscosidade dos vórtices, mas resolve a equação para o transporte das tensões de Reynolds no fluido. As equações de transporte do modelo das tensões de Reynolds são resolvidas para todos os componentes individuais do tensor. Esse modelo é apropriado para escoamento turbulento em que os efeitos da viscosidade devem ser analisados em pequena escala. No entanto, existe um alto grau de complexidade de suas equações, uma vez que as equações de conservação são calculadas por seis novas equações, necessitando então, de uma grande robustez numérica.

4.13 MODELOS DE VARIAÇÃO DA ENERGIA NO SISTEMA

Todo fluxo de massa e/ou calor na superfície de controle de um sistema pode afetar em regime permanente ou não, a energia total no seu volume de controle. A energia total é caracterizada pela soma das variações da energia interna e/ou da entalpia, da energia cinética e da energia potencial (Lefebvre, 1983).

Para determinar essa variação de energia, o CFD disponibiliza três modelos que são: Isotérmico, de Energia Térmica e de Energia Total. O modelo Isotérmico considera que a variação da energia pode decorrer somente da variação da energia cinética do fluido de trabalho, à temperatura constante. O modelo de Energia Térmica admite que a variação da energia depende mais da variação da entalpia e/ou da energia interna, função da variação da temperatura. E por fim, o modelo de Energia Total admite que a variação da energia ocorre devido à soma dos efeitos da variação da energia cinética e da variação da entalpia e/ou da energia interna.

4.14 CONDIÇÕES DE CONVERGÊNCIA

Por fim, é importante determinar as condições de convergência adotados no cálculo de CFD, já que o referido método é um processo iterativo de cálculo que resolve as equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia. A finalidade do cálculo

realizado pelo método de CFD, conforme já comentado, é determinar o comportamento de um fenômeno físico em estudo sobre discretos elementos de volume.

A cada iteração, os parâmetros usados para quantificar a convergência dos cálculos são: o Erro Alvo Global, calculado a partir do Erro Médio Quadrático, e o Número de iterações. No caso de análise transiente, também devem ser levados em consideração, o tempo total, o incremento de tempo e o método de incremento de tempo.

Capítulo 5

METODOLOGIA DE PROJETO DO RECUPERADOR

Nesse capítulo será descrita a metodologia de cálculo dos parâmetros de projeto da matriz de recuperadores compactos e de superfícies primárias corrugadas para uma microturbina a gás de 600 kW no ponto de projeto, usando dois combustíveis: o gás natural e o *syngas*.

As superfícies de transferência de calor, que foram escolhidas para o projeto preliminar de recuperadores (*Cross-Corrugated* e *Undulated Corrugated*), permitem a construção de matrizes altamente compactas e de baixo custo. Por isso, essas superfícies são de grande interesse na pesquisa e desenvolvimento de recuperadores eficientes e compactos para microturbinas a gás (Ciofalo e Stasiak, 1996), (Shah, 2005), (Liang et. al, 2006), (Micheli et al, 2007). As principais características dessas superfícies foram apresentadas no capítulo 3.

A metodologia é baseada no método da Efetividade-NTU e utiliza coeficientes de transferência de calor publicados por Utriainen e Sundén (2002). Esses coeficientes foram obtidos experimentalmente para as superfícies do tipo *Cross-Corrugated* e numericamente para as superfícies do tipo *Corrugated Undulated*.

Esta metodologia foi primeiramente inserida em um programa em FORTRAN e, posteriormente, no Excel, o que resultou em uma interessante e útil ferramenta de projeto de recuperadores de turbinas a gás.

O presente capítulo será dividido em três partes: 1) obtenção das condições de operação do recuperador, 2) obtenção das propriedades físicas do ar e dos gases de exaustão, 3) projeto do recuperador.

5.1 OBTENÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO RECUPERADOR

As condições de operação do recuperador foram obtidas usando o software Gate Cycle GE Enter para simular uma microturbina de ciclo regenerativo simples. O software Gate Cycle pode simular qualquer planta de potência existente ou nova ou, ainda, sistemas de cogeração no ponto de projeto ou fora do ponto de projeto.

Os parâmetros de entrada para a simulação no Gate Cycle para ambos os combustíveis são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Parâmetros de entrada do Gate Cycle

Descrição	Valores	Unidades
Temperatura ambiente	288	K
Pressão ambiente	101,32	kPa
Temperatura de entrada na turbina	1123	K
Temperatura do combustível	288	K
Relação de pressão	4	-
Eficiência adiabática do compressor	80	%
Eficiência adiabática de combustão	99	%
Eficiência da turbina	85	%
Eficiência mecânica	98	%
Efetividade do recuperador	92	%
Perda de carga na câmara de combustão	2	%
Perda de carga do recuperador (ar)	3	%
Perda de carga do recuperador (gas)	4	kPa
Umidade do ar	60	%
Potência da turbina	600	kW

Os valores dos parâmetros que se encontram na Tabela 5.1 foram selecionados de acordo com tecnologias correntes para turbomáquinas radiais. A temperatura de entrada na turbina de 1123 K foi escolhida porque é a máxima temperatura que o material da turbina radial, sem resfriamento, pode suportar, mantendo a sua resistência mecânica e a vida útil do equipamento.

Através das simulações no software Gate Cycle, as condições de operação do recuperador no ponto de projeto foram obtidas. Tais condições são mostradas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Condições de operação do recuperador no ponto de projeto

	Gás Natural	Syngas	Unidades
Temp. de entrada do ar no recuperador	461.4	461.4	K
Temp. de saída do ar no recuperador	817.1	822.9	K
Temp. de entrada do gás no recuperador	855.0	861.4	K
Temp. de saída do gás no recuperador	511.6	555.6	K
Pressão de entrada do ar	405.3	401.2	kPa
Pressão de saída do gás	101.3	101.3	kPa
Vazão de ar	4,6	3,846	kg/s
Vazão de gás	4,63	4,41	kg/s
Vazão de combustível	0,04	0,564	kg/s

5.2 OBTENÇÃO DAS PROPRIEDADES FÍSICAS

O conhecimento das propriedades físicas do ar e dos gases de exaustão em função da temperatura é importante porque elas influenciam no projeto dimensional, térmico e hidráulico do recuperador. Neste trabalho, as propriedades de interesse são: o calor específico à pressão constante, a massa específica, a viscosidade e a condutividade térmica.

5.2.1 – Propriedades Físicas do Ar

O calor específico do ar foi calculado utilizando a Equação 5.1, para temperatura média do ar, T_{mar} , entre 200 e 800 K (Moran e Shapiro, 2002).

$$c_{p,ar} = 1,0189134 \times 10^3 - 1,3783636 \times 10^{-1} T_{mar} + 1,9843397 \times 10^{-3} T_{mar}^2 + 4,2399242 \times 10^{-7} T_{mar}^3 - 3,7632489 \times 10^{-10} T_{mar}^4 \quad (5.1)$$

onde $T_{mar} = \frac{T_{ear} + T_{sar}}{2}$ e T_{ear} é a temperatura de entrada do ar no recuperador e T_{sar} é a temperatura de saída do ar do recuperador.

A massa específica, a condutividade térmica e a viscosidade cinemática foram obtidas através de correlações (apresentadas a seguir) ajustadas dos dados tabelados por Ozisic (1990) para temperaturas variando de 100 a 1700 K.

$$\rho_{ar} = 359,8 \times T_{mar}^{-1,0029} \quad (5.2)$$

onde ρ_{ar} é a massa específica do ar em kg/m^3 .

$$k_{ar} = 4 \times 10^{-5} + 1 \times 10^{-4} T_{mar} - 4 \times 10^{-8} T_{mar}^2 + 1 \times 10^{-11} T_{mar}^3 \quad (5.3)$$

onde k_{ar} é a condutividade térmica do ar em W/mK .

$$\nu_{ar} = -8 \times 10^{-6} + 6 \times 10^{-8} T_{mar} + 7 \times 10^{-11} T_{mar}^2 \quad (5.4)$$

onde ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar em m^2/s .

5.2.2 – Propriedades Físicas dos Gases de Exaustão

As propriedades físicas dos gases de exaustão podem ser obtidas em função das propriedades e das frações molares de cada componente da mistura de gases. Para obter os componentes dos gases de exaustão, bem como suas frações molares, as reações químicas que ocorrem na câmara de combustão foram analisadas, usando o gás natural e o *syngas* como combustíveis. As composições químicas e os poderes caloríficos inferiores desses combustíveis encontram-se na

Tabela 5.3. A Tabela 5.4 mostra as frações molares dos componentes dos gases de exaustão.

Tabela 5.3 – Composição química e poderes caloríficos inferiores dos combustíveis

Componentes	Gás Natural	Syngas
CH ₄ (%)	87.59	5.6
C ₂ H ₆ (%)	9.13	-
C ₃ H ₈ (%)	0.36	-
N ₂ (%)	1.18	56.4
H ₂ (%)	-	4
CO (%)	-	14
CO ₂ (%)	1.74	20

PCI (MJ/Nm ³)	35.6	3.8
---------------------------	------	-----

Tabela 5.4 – Frações molares dos componentes dos combustíveis

Componentes	Gás Natural	Syngas
O ₂	0.17999	0.15707
CO ₂	0.01451	0.05314
H ₂ O	0.02742	0.02195
Ar	0.00926	0.00824
N ₂	0.76883	0.75959

Considerando a análise de misturas de gases ideais (Moran e Shapiro, 2002), o calor específico e a massa específica dos gases de exaustão podem ser obtidos de acordo com as equações a seguir.

$$c_p = \frac{\bar{c}_p}{M} = \frac{\sum y_i \bar{c}_{p,i}}{M} \quad (5.5)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante da mistura em kJ/kgK, \bar{c}_p é o calor específico a pressão constante da mistura na base molar em kJ/kmolK, M é o peso molecular da mistura, y_i é a fração molar do componente i da mistura e $\bar{c}_{p,i}$ é o calor específico a pressão constante na base molar do componente i da mistura de gases.

$$v = \frac{\bar{v}}{M} = \frac{\sum y_i \bar{v}_i}{M} \quad (5.6)$$

onde v é o volume específico da mistura em m³/kg, \bar{v} é o volume específico da mistura na base molar em m³/kmol e \bar{v}_i é o volume específico na base molar do componente i da mistura de gases. A massa específica pode ser calculada pela Equação 5.7.

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (5.7)$$

onde ρ é a massa específica da mistura.

A viscosidade da mistura de gases foi calculada usando um método de estimativa apresentado por Davidson (1993). Este método utiliza o conceito de fração de momento, m_i , de cada componente da mistura, que é a fração do momento total dentro da mistura que é associada com um componente em particular e é calculado pela Equação 5.8.

$$m_i = \frac{y_i M_i^{1/2}}{\sum_j y_j M_j^{1/2}} \quad (5.8)$$

onde M_i é o peso molecular do componente i . A viscosidade da mistura pode, então, ser calculada pela Equação (5.9).

$$\frac{1}{\mu} = \sum_j \sum_i \frac{m_i m_j}{(\mu_i \mu_j)^{1/2}} E_{ij}^{1/3} \quad (5.9)$$

onde μ é a viscosidade da mistura em kg/ms, e a quantidade E_{ij} representa uma eficiência com que o momento é transferido, e é definido como

$$E_{ij} = \frac{2(M_i M_j)^{1/2}}{(M_i + M_j)} \quad (5.10)$$

A condutividade térmica da mistura foi calculada usando o método empírico apresentado por Reid em 1987. Este método envolve a equação de Wassiljewa

$$k = \sum_i \frac{y_i k_i}{\sum_j y_j A_{ij}} \quad (5.11)$$

onde k é a condutividade térmica da mistura em W/mK e k_i é a condutividade térmica do componente i . $A_{ij} = 1$ e Mason e Saxena (1958) fazem a seguinte sugestão

$$A_{ij} = \frac{\left[1 + (\lambda_{tr,i} / \lambda_{tr,j})^{1/2} (M_i / M_j)^{1/4}\right]^2}{\left[8(1 + M_i / M_j)\right]^{1/2}} \quad (5.12)$$

A equação recomendada para $\lambda_{tr,i} / \lambda_{tr,j}$ é

$$\frac{\lambda_{tr,i}}{\lambda_{tr,j}} = \frac{\Gamma_j \left[\exp(0.0464T_{r,i}) - \exp(-0.2412T_{r,i}) \right]}{\Gamma_i \left[\exp(0.0464T_{r,j}) - \exp(-0.2412T_{r,j}) \right]} \quad (5.13)$$

onde

$$\Gamma = 210 \left(\frac{T_c M^3}{P_c^4} \right)^{1/6} \quad (5.14)$$

onde T_r é a temperatura reduzida, T_c é a temperatura crítica e P_c é a pressão crítica.

Para calcular o calor específico dos componentes dos gases de exaustão foi utilizada a correlação apresentada na Equação 5.15 (Moran e Shapiro, 2002). Os coeficientes dessa correlação para os componentes dos gases de exaustão estão na Tabela 5.6.

$$\frac{\bar{c}_{p_g}}{R} = \alpha + \beta T_{mgas} + \gamma T_{mgas}^2 + \delta T_{mgas}^3 + \epsilon T_{mgas}^4 \quad (5.15)$$

onde \bar{c}_{p_g} é o calor específico na base molar dos componentes dos gases, $R = \bar{R} / M$, onde $\bar{R} = 8,314 \text{ kJ} / \text{kmol K}$ é a constante universal dos gases, M é o peso molecular do componente dos gases em kg/kmol e $T_{mgas} = \frac{T_{egas} + T_{sgas}}{2}$, T_{egas} é a temperatura de entrada do gás no recuperador e T_{sgas} é a temperatura de saída do gás do recuperador.

Tabela 5.5 – Variação de \bar{c}_p com a temperatura para gases selecionados

Gás	α	β	γ	δ	ϵ
O₂	3,626	$-1,878 \times 10^{-3}$	$7,055 \times 10^{-6}$	$-6,764 \times 10^{-9}$	$2,156 \times 10^{-12}$
CO₂	2,401	$8,735 \times 10^{-3}$	$-6,607 \times 10^{-6}$	$2,002 \times 10^{-9}$	0
H₂O	4,070	$-1,108 \times 10^{-3}$	$4,152 \times 10^{-6}$	$-2,964 \times 10^{-9}$	$0,807 \times 10^{-12}$
Ar	3,653	$-1,337 \times 10^{-3}$	$3,294 \times 10^{-6}$	$-1,913 \times 10^{-9}$	$0,2763 \times 10^{-12}$
N₂	3,675	$-1,208 \times 10^{-3}$	$2,324 \times 10^{-6}$	$-0,632 \times 10^{-9}$	$-0,226 \times 10^{-12}$

A massa específica de cada componente dos gases de exaustão foi calculada utilizando a Equação de Estado dos Gases Ideais, conforme a Equação 5.16.

$$\rho_g = \frac{P_g}{RT_{mg}} \quad (5.16)$$

nessa, ρ_g é a massa específica do componente dos gases de exaustão em kg/m^3 e P_g é a pressão de saída dos gases do recuperador em Pa.

A condutividade térmica e viscosidade de cada componente dos gases de exaustão foram obtidas através de correlações empíricas apresentadas em Chemical Engineering Research Information Center (www.thermo.com). Essas correlações são apresentadas a seguir.

$$K_{O_2} = -3,273 \times 10^{-4} + 9,966 \times 10^{-5} T_{mgas} - 3,743 \times 10^{-8} T_{mgas}^2 + 9,732 \times 10^{-12} T_{mgas}^3 \quad (5.16)$$

onde K_{O_2} é a condutividade térmica do O_2 em W/mK. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 115,15 e 1470,15 K.

$$K_{CO_2} = -7,215 \times 10^{-3} + 8,015001 \times 10^{-5} T_{mgas} + 5,477 \times 10^{-9} T_{mgas}^2 - 1,053 \times 10^{-11} T_{mgas}^3 \quad (5.17)$$

onde K_{CO_2} é a condutividade térmica do CO_2 em W/mK. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 185,15 e 1670,15 K.

$$K_{H_2O} = 7,341 \times 10^{-3} - 1,013 \times 10^{-5} T_{mgas} + 1,801 \times 10^{-7} T_{mgas}^2 - 9,100001 \times 10^{-11} T_{mgas}^3 \quad (5.18)$$

onde K_{H_2O} é a condutividade térmica da água em W/mK. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 273,15 e 1070,15 K.

$$K_{Ar} = 2,714 \times 10^{-3} + 5,554 \times 10^{-5} T_{mgas} - 2,178 \times 10^{-8} T_{mgas}^2 + 5,528 \times 10^{-12} T_{mgas}^3 \quad (5.19)$$

onde K_{Ar} é a condutividade térmica do Argônio em W/mK. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 273,15 e 1473,15 K.

$$K_{N_2} = 3,043 \times 10^{-3} + 4,989 \times 10^{-5} T_{mgas} - 1,093 \times 10^{-8} T_{mgas}^2 \quad (5.20)$$

onde K_{N_2} é a condutividade térmica da N_2 em W/mK. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 113,15 e 1473,15 K.

$$\mu_{O_2} = 1,811 \times 10^{-3} + 6,632 \times 10^{-5} T_{mgas} - 1,879 \times 10^{-8} T_{mgas}^2 \quad (5.21)$$

onde μ_{O_2} é a viscosidade dinâmica do O_2 em cP. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 115,15 e 1470 K.

$$\mu_{CO_2} = 2,545 \times 10^{-3} + 4,549 \times 10^{-5} T_{mgas} - 8,649 \times 10^{-9} T_{mgas}^2 \quad (5.22)$$

onde μ_{CO_2} é a viscosidade dinâmica do CO_2 em cP. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 173,15 e 1673 K.

$$\mu_{H_2O} = -3,189 \times 10^{-3} + 4,145 \times 10^{-5} T_{mgas} - 8,272 \times 10^{-10} T_{mgas}^2 \quad (5.23)$$

onde μ_{H_2O} é a viscosidade dinâmica da água em cP. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 273,15 e 1273,15 K.

$$\mu_{Ar} = 4,387 \times 10^{-3} + 6,399 \times 10^{-5} T_{mgas} - 1,28 \times 10^{-8} T_{mgas}^2 \quad (5.24)$$

onde μ_{Ar} é a viscosidade dinâmica do Argônio em cP. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 273,15 e 1473,15 K.

$$\mu_{N_2} = 3,043 \times 10^{-3} + 4,989 \times 10^{-5} T_{mgas} - 1,093 \times 10^{-8} T_{mgas}^2 \quad (5.25)$$

onde μ_{N_2} é a viscosidade dinâmica do N_2 em cP. Essa correlação é válida para valores de T_{mgas} entre 113,15 e 1473,15 K.

5.3 PROJETO DO RECUPERADOR

O algoritmo simplificado do cálculo das dimensões, do coeficiente global de transferência de calor e da perda de carga na matriz do recuperador é apresentado abaixo. Para esses cálculos, o número de Reynolds é um valor fixo e a velocidade é constante, porque o diâmetro hidráulico é um valor fixo e depende da geometria de cada superfície, conforme visto no capítulo 3. Assim sendo, os passos para o projeto da matriz do recuperador são:

1) As dimensões da célula unitária (características geométricas da superfície) devem ser conhecidas. As superfícies usadas no projeto do recuperador, bem como suas características geométricas são apresentadas na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Dados geométricos das superfícies

Superfície	P (mm)	H_i (mm)	P/H_i	θ (°)
CC2.2-60	2,36	1,07	2,22	60
CC2.2-75	2,36	1,07	2,22	75
CC3.1-60	2,86	0,93	3,06	60
CC4-45	3,48	0,87	4,0	45
CC4-60	3,48	0,87	4,0	60
CC4-75	3,48	0,87	4,0	75
UCS-30	2,24;3,17	1,30;0,79	1,7;4,0	30
UCS-50	2,74;2,66	1,59;0,59	1,7;4,5	50

- 2) Calcular as propriedades físicas do ar e do gás na temperatura média, conforme os itens 5.2.1 e 5.2.2.
- 3) Calcular o calor total transferido na matriz usando o método da Efetividade/NUT pela Equação 5.26.

$$Q = \varepsilon \cdot (\dot{m} \cdot c_p)_{\min} (T_{e_{gas}} - T_{e_{ar}}) \quad (5.26)$$

onde Q é o calor total transferido na matriz em kW, ε é a efetividade, \dot{m} é a vazão em massa em kg/s.

4) Calcular a velocidade no lado do ar pela Equação 5.27.

$$W_{ar} = \frac{Re_{ar} v_{ar}}{Dh_{ar}} \quad (5.27)$$

5) Calcular a velocidade no lado do gás pela Equação 5.28.

$$W_{gas} = W_{ar} \frac{\dot{m}_{gas} \rho_{ar} A_{ar}}{\dot{m}_{ar} \rho_{gas} A_{gas}} \quad (5.28)$$

6) Calcular os números de Nusselt e os fatores de atrito, para ambos os lados, através das correlações abaixo, publicadas por Utriainen e Sundén (2002). As correlações das superfícies *Cross-Corrugated* foram obtidas pelo ajuste de dados experimentais e as correlações das superfícies *Undulated Corrugated* foram obtidas através de simulações numéricas. Essas correlações foram obtidas através do método de mínimos quadrados e os dados obtidos usando os coeficientes destas apresentam um erro de 10% em relação aos dados originais.

$$Nu = C1 + C2 Re \quad (5.29)$$

$$f Re = C3 + C4 Re \quad (5.30)$$

Os coeficientes das correlações são apresentados na Tabela 5.7 para as superfícies usadas nesse trabalho.

Tabela 5.7 – Coeficientes das correlações para Nu e f das superfícies usadas

Superfície	C1	C2	C3	C4
CC2.2-60	6,2884	$0,1648 \times 10^{-1}$	28,3023	$0,3952 \times 10^{-1}$
CC2.2-75	8,8038	$0,2307 \times 10^{-1}$	38,7619	$0,5413 \times 10^{-1}$
CC3.1-60	5,0307	$0,131 \times 10^{-1}$	49,5291	$0,6916 \times 10^{-1}$
CC4-45	2,9241	$0,7655 \times 10^{-2}$	21,3186	$0,2948 \times 10^{-1}$
CC4-60	3,8988	$0,1021 \times 10^{-1}$	42,4535	$0,5928 \times 10^{-1}$

CC4-75	6,1107	$0,1478 \times 10^{-1}$	85,6395	0,1362
UCS-30	6,7538	$0,1155 \times 10^{-2}$	37,0463	$0,1392 \times 10^{-1}$
UCS-50	2,8500	$0,5130 \times 10^{-2}$	17,7878	$0,2040 \times 10^{-1}$

7) Calcular o coeficiente de transferência de calor em ambos os lados pela Equação 6.31.

$$h = \frac{Nu k}{D_h} \quad (6.31)$$

onde h é o coeficiente convectivo de transferência de calor em W/m^2K , Nu é o número de Nusselt, k é a condutividade térmica em W/mK e D_h é o diâmetro hidráulico em m.

8) Calcular o coeficiente global de transferência de calor pela Equação 5.32.

$$U = 1 / \left(\frac{1}{h_{ar}} + \frac{1}{h_{gas}} + \frac{s}{K_w} \right) \quad (5.32)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor em W/m^2K , h_{ar} é o coeficiente convectivo do lado do ar, h_{gas} é o coeficiente convectivo do lado do gás, s é a espessura da placa e k_w é a condutividade térmica do material da parede.

9) Calcular a área total de transferência de calor pelo método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (LMTD).

$$A_{tot} = \frac{Q}{U \Delta T_m} \quad (5.33)$$

onde A_{tot} é a área total de transferência de calor em m^2 e $\Delta T_m = \frac{(T_{egas} - T_{sar}) - (T_{sgas} - T_{ear})}{\ln(T_{egas} - T_{sar} / T_{sgas} - T_{ear})}$,

pois o escoamento é em contra-corrente.

10) Calcular a porosidade da matriz pela Equação 5.34.

$$\sigma = \frac{V_s}{V} \quad (5.34)$$

onde σ é a porosidade da matriz, V_s é o volume da célula unitária e V é o volume total.

11) Calcular o índice de compactação da matriz.

$$C = \frac{4\sigma}{D_h} \quad (5.35)$$

onde C é o índice de compactação e D_h é o diâmetro hidráulico em m^2 .

12) Calcular o volume da matriz.

$$V = \frac{A_{tot}}{C} \quad (5.36)$$

onde V é o volume da matriz em m^2 e A_{tot} é a área total de transferência de calor em m^2 .

13) Calcular o peso da matriz.

$$W = \rho_{mat} V g \quad (5.37)$$

onde W é o peso da matriz em kgf, ρ_{mat} é a massa específica do material da matriz em kg/m^3 e g é a aceleração da gravidade em m/s^2 .

14) Calcular a área frontal da matriz.

$$A_{front} = A_{ar} + A_{gas} + A_{metal} \quad (5.38)$$

onde A_{front} é a área frontal da matriz, A_{ar} é a área frontal de passagem do ar, A_{gas} é a área frontal de passagem do gás e A_{metal} é a área frontal ocupada pelas chapas metálicas.

15) Calcular o comprimento da matriz.

$$L = \frac{V}{A_{front}} \quad (5.39)$$

onde L é o comprimento da matriz em m.

16) Calcular as perdas de carga em ambos os lados através das Equações 5.40, onde as perdas na entrada e na saída e as perdas devido à aceleração do fluxo são desprezadas. Segundo Hesselgreaves (2001), isto é comum na prática para muitos trocadores de calor, devido à pequena contribuição dessas parcelas.

$$\Delta p = 2f \frac{L}{Dh} \rho w^2 \quad (5.40)$$

nessa, Δp é a perda de carga, f é o fator Fanning de atrito, ρ é a massa específica do fluido.

17) Calcular a perda de carga total pela Equação 5.42.

$$\bar{\Delta p}_{total} = \frac{\Delta p_{ar}}{P_{ar}} + \frac{\Delta p_{gas}}{P_{gas}} \quad (5.42)$$

onde $\bar{\Delta p}_{total}$ é a perda de carga total, ΔP_{ar} é a perda de carga do lado do ar, ΔP_{gas} é a perda de carga do lado do gás, P_{ar} é a pressão de entrada do ar no recuperador, P_{gas} é a pressão de saída do gás do recuperador.

Com esta metodologia a perda de carga, as dimensões, o custo e o coeficiente global de transferência de calor da matriz do recuperador foram calculados. Uma comparação dos resultados usando o gás natural e o *syngas* como combustíveis foi realizada e os resultados encontram-se no capítulo 6.

Capítulo 6

ANÁLISE DOS RESULTADOS: PROJETO DA MATRIZ DO RECUPERADOR

Nesse capítulo serão realizados os cálculos das dimensões da matriz do recuperador de uma turbina a gás de 600 kW. O objetivo desse capítulo é obter uma matriz compacta (volume e peso reduzidos), com uma perda de carga relativamente pequena e de baixos custos.

Primeiramente, algumas superfícies do tipo *Cross-Corrugated* e do tipo *Cross Undulated* serão comparadas através de um método padrão de comparação (*Volume Goodness* e *Area Goodness*). Tal comparação tem o objetivo de identificar as superfícies de menor volume e de menor área e que, portanto, tem grande capacidade de contribuir com um projeto de matriz de recuperador compacto e de baixo custo. Para que essa comparação seja realizada, um mesmo diâmetro hidráulico para todas as superfícies será considerado.

Posteriormente, as superfícies mais compactas serão usadas para o projeto da matriz e suas dimensões serão calculadas. Duas opções de combustíveis, o gás natural e o gás resultante da gaseificação da biomassa, o syngas, serão considerados no projeto. As diferenças no projeto da matriz devido à mudança do combustível também serão discutidas.

Por fim, a superfície de transferência de calor que permitir que o projeto da matriz seja compacto, considerando uma perda de carga adequada será então modificada, com o intuito de melhorar suas características térmicas de projeto.

6.1 COMPARAÇÃO DAS SUPERFÍCIES

Uma das fases mais importantes no projeto de recuperadores para microturbinas é a escolha da superfície de transferência de calor a ser usada. Conforme visto no Capítulo 3, as superfícies do tipo *Cross-Corrugated* e do tipo *Corrugated Undulated* mostraram-se, na literatura, com grande potencial para o projeto de recuperadores de microturbinas.

Diversas variações para superfícies do tipo *Cross-Corrugated* e do tipo *Corrugated Undulated* podem existir, dependendo dos seus parâmetros geométricos. No entanto, para que essas superfícies sejam usadas em projeto de recuperadores é necessário conhecer às suas características térmicas e sua perda de carga, o que por sua vez só é possível através de dados experimentais ou através de simulação numérica. Algumas superfícies já foram estudadas experimentalmente e outras foram estudadas através de simulação numérica e suas características térmicas e de perda de carga foram publicadas na literatura (Utriaine e Sundén, 2002). Essas superfícies serão as candidatas ao projeto de matriz de recuperador no presente trabalho, sendo elas as superfícies CC2.2-60, CC2.2-75, CC3.1-60, CC4-45, CC4-60, CC4-75, do tipo *Cross-Corrugated* e as superfícies UCS-30 e UCS-50, do tipo *Corrugated Undulated*. Os dados geométricos, o número de Nusselt e o fator de atrito das referidas superfícies foram apresentados no Capítulo 5.

O primeiro passo para o projeto é escolher dentre as superfícies disponíveis aquelas que apresentam uma maior compactação. Para isso, as superfícies usadas nos cálculos foram comparadas por Utriainen e Sundén (2002) através dos métodos padrão de comparação que usam os fatores *Volume Goodness* e *Area Goodness*. Esses métodos usam diagramas (Shah, 1978), que consideram o desempenho de apenas um lado do trocador de calor, ou seja, o lado do ar ou do gás, que combinados podem identificar superfícies que fornecem recuperadores de tamanhos físicos reduzidos. Mas eles avaliam apenas recuperadores muito planos, ou seja, aqueles que apresentam uma grande área frontal em relação ao comprimento na direção do fluxo, que é o caso do presente trabalho.

O diagrama de *volume goodness* para as superfícies selecionadas é apresentado na Figura 6.1. Nesse diagrama um diâmetro hidráulico igual para todas as superfícies deve ser adotado para uma correta comparação. Por isso, somente para permitir uma correta comparação das superfícies em estudo, o diâmetro hidráulico de 1,54 mm foi usado para todas as superfícies. Este tamanho de passagem está dentro da faixa de diâmetros hidráulicos obtidos com o uso dessas superfícies.

No diagrama *Volume Goodness* o eixo da ordenada representa a potência de bombeamento, $\Delta P \cdot V$, onde ΔP é a perda de carga e V é a vazão volumétrica pela área de transferência de calor. Nesse diagrama, a curva que está localizada mais acima, corresponde à superfície que fornecerá o menor volume para a matriz do recuperador, dentre as superfícies analisadas. Sucessivamente, as curvas abaixo desta correspondem às superfícies que tornaram a matriz cada vez mais volumosa. De modo que a curva que está mais abaixo no diagrama, representa a superfície que promoverá uma matriz de maior volume, dentre as superfícies analisadas. Apesar de comparar os volumes que a matriz do recuperador está sujeita a adquirir se for construída com qualquer das superfícies analisadas, o diagrama *Volume Goodness* não define qual a forma da matriz.

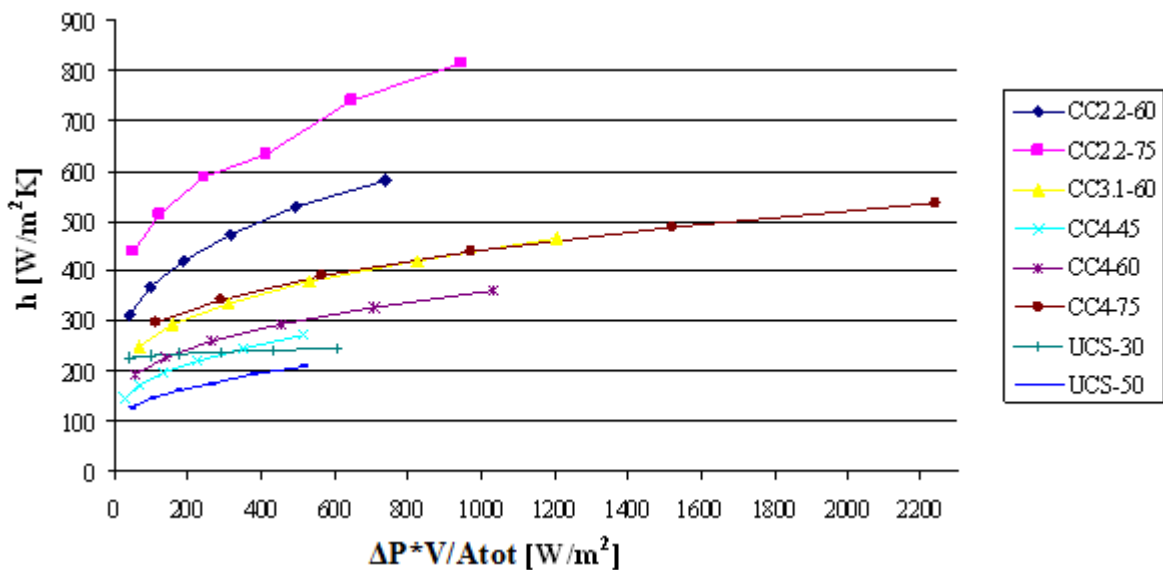


Figura 6.1 – Diagrama de *Volume Goodness*

A Figura 6.2 mostra o diagrama de *Area Goodness*, onde a taxa do número de Colburn pelo fator de atrito versus o número de Reynolds é analisada. Analogamente à análise feita para o diagrama *Volume Goodness*, no diagrama *Area Goodness* a curva que está localizada mais acima corresponde à superfície que fornecerá a menor área de transferência de calor para a matriz do recuperador, dentre as superfícies analisadas. Abaixo dela, as curvas correspondem, sucessivamente, às superfícies que tornaram a área de transferência de calor da matriz cada vez maior. Assim, a curva que está mais abaixo no diagrama, representa a superfície que promoverá uma matriz de maior área de transferência de calor, dentre as superfícies analisadas. Da mesma maneira que no diagrama *Volume Goodness*, o diagrama *Area Goodness* compara as áreas de transferência de calor que a matriz do recuperador está sujeita a adquirir se for construída com qualquer das superfícies analisadas, mas não define a forma da matriz.

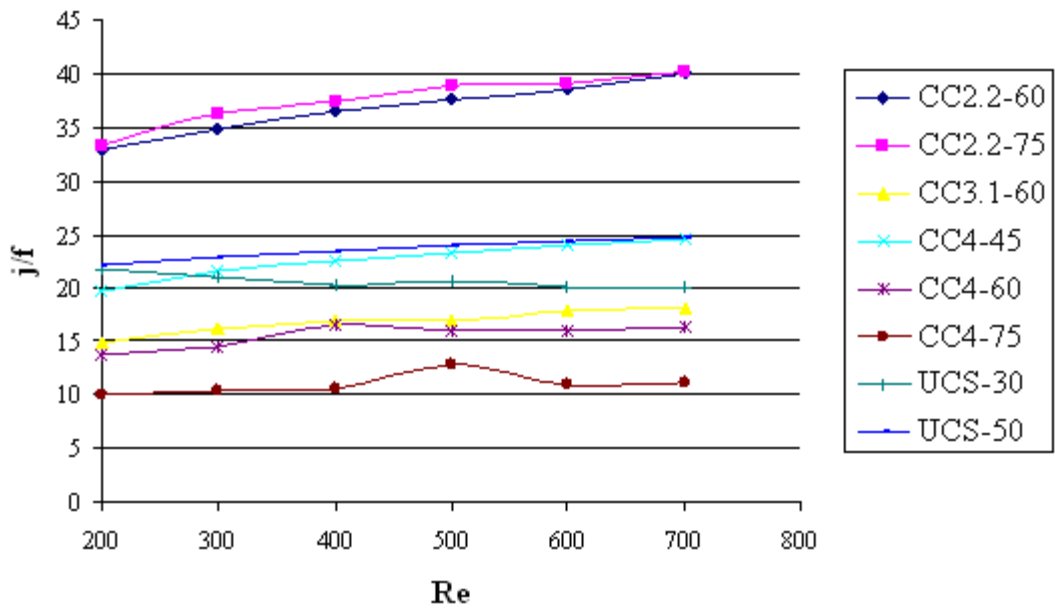


Figura 6.2 - Diagrama de *Area Goodness*

Analisando as Figuras 6.1 e 6.2 é possível notar que dentre as superfícies analisadas, a CC2.2-75 e a CC2.2-60 são as que possibilitam a construção de matrizes de menor volume e de menor área de transferência de calor. As superfícies do tipo *Corrugated Undulated* (UCS-30 e UCS-50) são as que apresentam um menor potencial de compactação, ou seja, seu uso no projeto da matriz fará com que esta tenha maiores valores de volume e de área de transferência de calor, em comparação com as outras superfícies analisadas.

Com base nessas análises, as superfícies CC2.2-75 e a CC2.2-60 do tipo *Cross-Corrugated* foram escolhidas para o projeto preliminar da matriz do recuperador.

6.2 CÁLCULO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Com as superfícies selecionadas, o segundo passo do projeto é calcular os parâmetros geométricos da matriz. Para esses cálculos foram considerados dois tipos de recuperador: o *cube-shaped* (Figura 6.3), que tem a área frontal quadrada e o anular (Figura 6.4), que é concêntrico ao eixo da turbina.

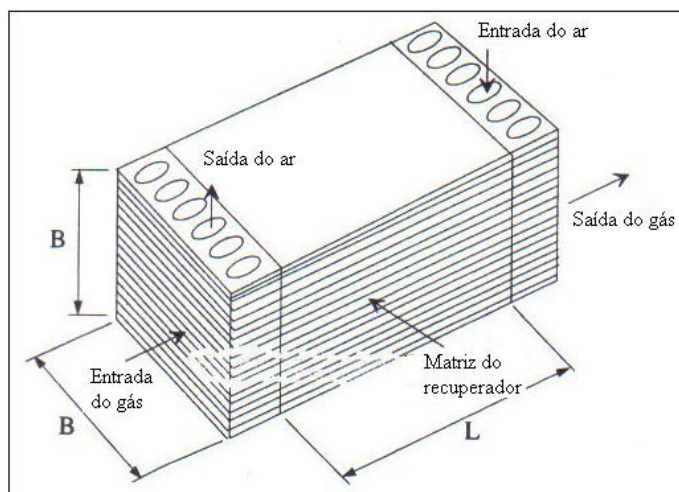


Figura 6.3 – Recuperador “Cube-Shaped”

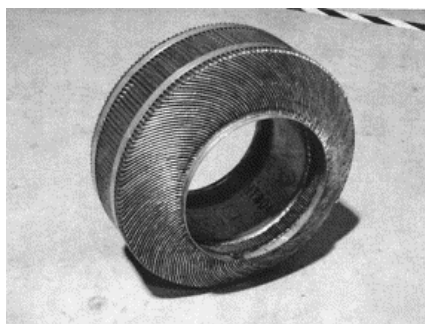


Figura 6.4 – Recuperador Anular

Os parâmetros geométricos calculados são: o volume (V), o peso (W), a largura (B) (*Cube-shaped*), o diâmetro interno (D_i) (anular), o comprimento (L) e o número de placas (N_p). Considerando uma perda de carga máxima de 3%, os parâmetros de projeto da matriz do recuperador de uma microturbina a gás de 600 kW que usa o gás natural como combustível encontram-se na Tabela 6.1. A Tabela 6.2 mostra os parâmetros de projeto da matriz do recuperador de uma microturbina a gás de 600 kW que usa o *syngas* como combustível. O diâmetro interno (D_i), cujo valor encontra-se nas Tabelas 6.1, representa o diâmetro da câmara de combustão, em volta da qual é disposto o recuperador anular. Esse valor deve ser previamente calculado (no projeto da câmara de combustão) para que o diâmetro externo do recuperador anular possa ser obtido. O valor do diâmetro interno usado neste trabalho foi calculado por Oliveira, L.R. (2009), em cujo trabalho foi realizado um projeto de câmara de combustão para uma microturbina de 600 kW usando gás natural como combustível. No caso do uso do *syngas* como combustível, não foi realizado o cálculo da matriz anular, porque não há um cálculo prévio da câmara de combustão usando esse combustível. Contudo a matriz de

configuração *Cube-shaped* foi calculada. Para esses cálculos, o diâmetro hidráulico foi calculado para cada superfície, de acordo com a metodologia apresentada no Capítulo 5.

Tabela 6.1 – Parâmetros de projeto da matriz considerando gás natural como combustível

Superfície	V (m³)	W (kgf)	B (m)	Di (m)	De (m)	L (m)	Np
CC2.2-75	0,08	79,28	1,13	0,38	1,33	0,06	983
CC2.2-60	0,11	111,37	1,14	0,38	1,34	0,08	990

Tabela 6.2 - Parâmetros de projeto da matriz considerando o *syngas* como combustível

Superfície	V (m³)	W (kgf)	B (m)	L (m)	Np
CC2.2-75	0,04	39,4	0,91	0,05	789
CC2.2-60	0,05	55,4	0,91	0,06	794

Observando os valores dos parâmetros geométricos da matriz (Tabelas 6.1 e 6.2), é possível notar que o projeto da mesma apresenta o comprimento muito menor (mais de 13 vezes) do que a largura para todas as condições. Isso ocorre porque a perda de carga é pré-definida nos cálculos e não deve ultrapassar os 3%. Portanto, o comprimento deve ser pequeno. Por outro lado, a área frontal da matriz deve ser grande para comportar a entrada da vazão em massa, que é proporcional à potência da turbina. Os valores obtidos nos presentes cálculos estão de acordo com dados observados na literatura. A Tabela 6.3 mostra alguns valores de comprimento e largura da matriz para recuperador do tipo *Cube-shaped* obtidos na literatura. Na Tabela 6.3 as superfícies P46.45T e S24.12 também são superfícies compactas, mas do tipo Placa e Aleta. Para os casos observados na Tabela 6.3, nota-se que o valor do comprimento não varia muito, enquanto a largura aumenta bastante com o aumento da potência da microturbina. Apesar do tipo de superfície de transferência de calor ser diferente, nota-se que para uma potência de 500 kW (a mais próxima da potência considerada no presente trabalho), Traverso et al. (2004) obteve valores bem próximos aos mostrados na Tabela 6.1.

Tabela 6.3 – Largura e comprimento de matrizes na literatura

Fonte	Potência (kW)	B (m)	L (m)	Superfície
Utriainen e Sundén (2002)	50	0,310	0,092	CC2.2-60
Traverso et al. (2004)	50	0,315	0,143	P46.45T
Traverso et al. (2004)	100	0,478	0,152	P46.45T
Traverso et al. (2004)	500	1,02	0,155	S24.12

6.3 ANÁLISE DA VARIAÇÃO DO COMBUSTÍVEL

As Tabelas 6.1 e 6.2 mostram também que as dimensões do recuperador mudam bastante se o combustível usado na microturbina é o gás natural ou o *syngas*. O *syngas* possui um poder calorífico inferior menor do que o gás natural, e por isso, sua vazão em massa é muito maior do que a do gás natural. Essas variações alteram significativamente o desempenho e o comportamento da turbina a gás. Algumas dessas alterações dizem respeito à vazão de ar e dos gases de exaustão, bem como à mudança da composição química desses gases. Essas mudanças, por sua vez, influenciam no projeto de recuperadores das microturbinas.

As composições químicas e os poderes caloríficos inferiores desses combustíveis encontram-se na

Tabela 4 e a

Tabela 5 mostra as frações molares dos componentes dos gases de exaustão.

Tabela 6.4 – Composição química e poderes caloríficos inferiores dos combustíveis

Componentes	Gás Natural	Syngas
CH ₄ (%)	87.59	5.6
C ₂ H ₆ (%)	9.13	-
C ₃ H ₈ (%)	0.36	-
N ₂ (%)	1.18	56.4
H ₂ (%)	-	4
CO (%)	-	14
CO ₂ (%)	1.74	20
PCI (MJ/Nm ³)	35.6	3.8

Tabela 6.5 – Frações molares dos componentes dos combustíveis

Componentes	Gás Natural	Syngas
O ₂	0.17999	0.15707
CO ₂	0.01451	0.05314
H ₂ O	0.02742	0.02195
Ar	0.00926	0.00824
N ₂	0.76883	0.75959

Com base nessas observações, será realizada uma comparação do projeto dimensional, dos custos e do desempenho térmico de recuperadores para uma microturbina de 600 kW usando o gás natural e o *syngas* como combustíveis. Para essas análises foram usadas as duas superfícies escolhidas para o projeto: a CC2.2-75 e CC2.2-60.

6.3.1 Análise da Perda de Carga Total na Matriz

As Figuras 6.5 (a) e 6.5 (b) mostram a variação da perda de carga total na matriz do recuperador. É possível observar que há uma redução na perda de carga na matriz quando o gás da biomassa é usado como combustível, em relação ao uso do gás natural, para as duas superfícies estudadas. Essa redução fica em torno de 33% para as duas superfícies para toda a faixa de Re analisada.

A redução na perda de carga ocorre porque a potência da microturbina nas duas condições é a mesma e, como o gás da biomassa possui um PCI muito menor do que o gás natural, a quantidade de combustível necessária à combustão aumenta muito (cerca de 14 vezes), como pode visto na Tabela 6.6. Deste modo, a vazão de ar comprimido que passa no recuperador é diminuída em mais de 16%. A vazão dos gases, por sua vez, tem uma redução menor, quase 5%. Com a redução das vazões de ar e de gás e com a redução do volume da matriz, como será comentado mais adiante, o comprimento do escoamento é reduzido, e, portanto, a perda de carga é menor.

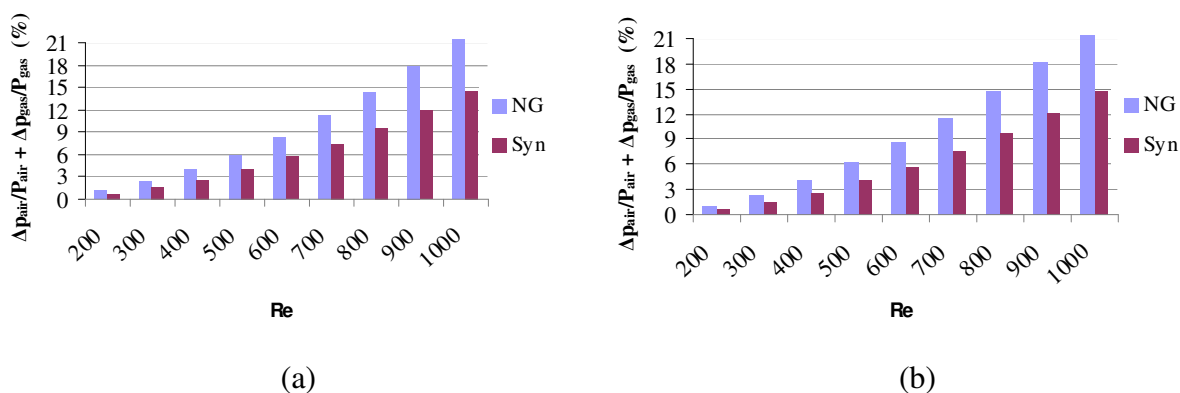


Figura 6.5 – Perda de carga total na matriz do recuperador: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60

Tabela 6.6 – Vazões em massa de ar, de gás e de combustível

Vazão (kg/s)	Gás Natural	Biomassa
Ar	4,60	3.85
Gás	4,64	4,41
Combustível	0,04	0,564

A perda de carga relativa total no recuperador não deve ultrapassar 5% porque perdas maiores que isso não justificam a inserção deste equipamento no ciclo. Segundo Utriainen e Sundén (2002), experiências na indústria indicam que a perda de carga na matriz representa 60% das perdas no recuperador. Considerando esse dado, a perda de carga na matriz não deve ultrapassar 3%.

Observando a Figura 6.4 nota-se que considerando uma perda de carga limite de 3%, o número de Reynolds para as duas superfícies deve ser inferior a 400, quando se usa o gás natural e inferior a 500 quando o gás de biomassa é usado.

6.3.2 Análise das Dimensões da Matriz

A Figura 6.6 mostra o volume da matriz quando se usa o gás natural e o *syngas* como combustíveis para as duas superfícies do projeto.

Nota-se que há uma redução em torno de 40% no volume quando se usa o gás de biomassa para as duas superfícies usadas. Isso se deve provavelmente às maiores temperaturas de operação, quando o combustível usado é o *syngas*, fazendo com que a área total de transferência de calor necessária seja menor, o que reduziria o volume da matriz.

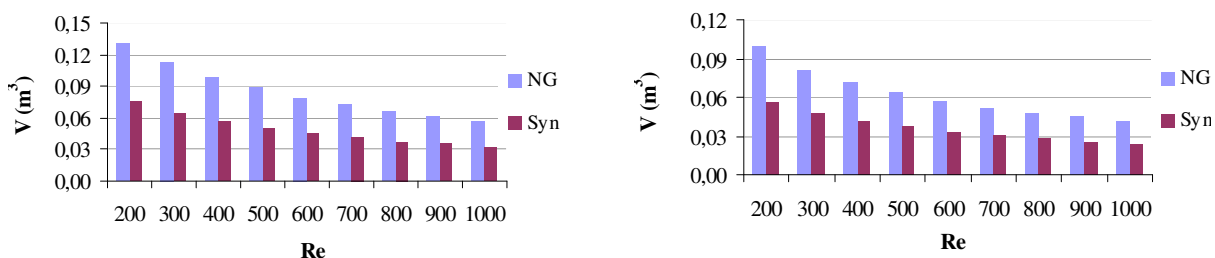


Figura 6.6 – Volume da matriz do recuperador: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60

A variação do comprimento e da largura da matriz de um recuperador do tipo *Cube-Shaped* (Figura 6.1), quando se usa os dois combustíveis considerados, é mostrada na Figura 6.7 para a superfície CC2.2-75 e na Figura 6.8 para a superfície CC2.2-60. Nota-se uma redução nas duas dimensões, quando o *syngas* é usado. No entanto, a variação mais significativa aconteceu no comprimento da matriz. A largura foi reduzida em pouco mais de 8%, o que, aliás, já era esperado, pois houve uma redução de mais de 10% na vazão de ar e combustível, o que fez com que a área frontal necessária diminuísse proporcionalmente, resultando em uma redução na largura. Como o volume sofreu uma redução em torno de 40%

(Figura 6.5), também era esperada uma grande diminuição do comprimento, a qual ficou em torno de 30 %, para as duas superfícies.

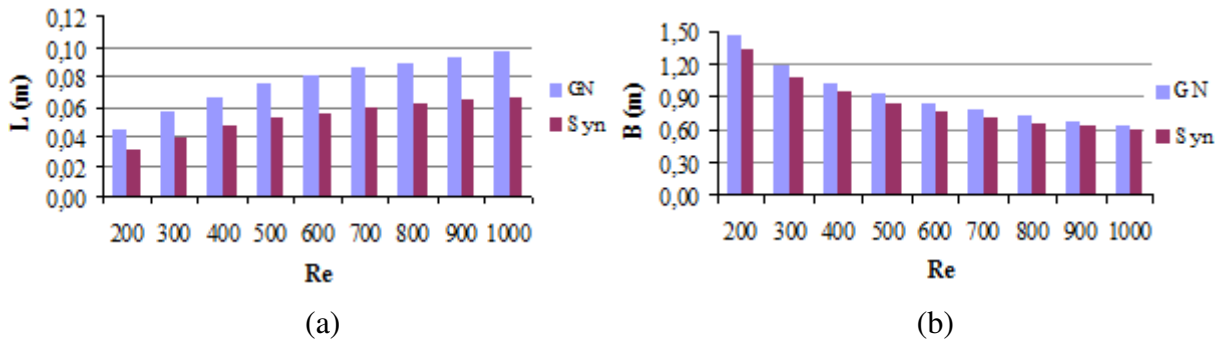


Figura 6.7 – Dimensões da matriz para superfície CC2.2-75: a) Comprimento, b) Largura

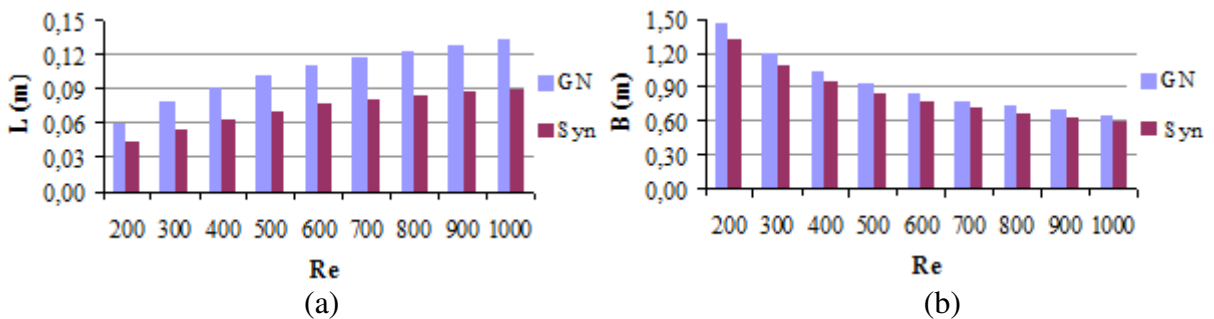


Figura 6.8 – Dimensões da matriz para superfície CC2.2-60: a) Comprimento, b) Largura

As Figuras 6.7 e 6.8 também mostram que, independente do combustível, o aumento do número de Reynolds conduz a um aumento no comprimento e a uma redução na largura da matriz. Isso acontece porque o aumento do Re significa um aumento na velocidade; como a vazão de ar e de combustível não varia com o Re, a área frontal diminui, reduzindo a largura da matriz.

6.3.3 Análise do Custo da Matriz

Um fator muito importante a ser avaliado no projeto de recuperadores é o custo desses equipamentos. Estabelecer um projeto de recuperador de baixo custo significa encontrar as seguintes condições: número mínimo de partes do conjunto, bom aproveitamento do calor em toda a superfície de transferência de calor, processo de fabricação automatizado e produção em larga escala. No entanto, segundo a literatura (Traverso et al, 2004), essas são características intrínsecas à tecnologia de recuperador de superfícies primárias compactas, tais como as utilizadas nesse trabalho. Então, segundo McDonald (2003), o grande desafio do

projeto do recuperador é fabricar uma matriz, cujo custo de fabricação seja no máximo 1,5 vezes o custo do material para produção em larga escala. Portanto, a quantidade de material usada na construção da matriz, que pode ser traduzida em volume e peso da matriz, é o parâmetro que mais influencia no custo de recuperadores. Por isso é importante que cada porção da superfície de transferência de calor seja 100% efetivo na transferência de calor, para que o peso final seja reduzido. Aliás, esse é um dos fatores que justificam a escolha de superfícies primárias, em relação às superfícies com aletas, no projeto de recuperadores.

Geralmente, detalhes sobre custos de recuperadores são informações confidenciais da indústria. No entanto, é possível obter uma boa indicação dos custos desses equipamentos através do volume e do peso dos mesmos.

Como a matriz do recuperador é considerada a parte “ativa” do equipamento e representa a maior parte (por volta de 75%) do custo do recuperador (Traverso et al., 2004), o presente trabalho apresenta uma comparação dos custos das matrizes dos recuperadores usando os combustíveis em questão e materiais usados na indústria para a construção desses equipamentos.

McDonald (2003) publicou algumas informações sobre custos de materiais com potencial de uso em recuperadores de microturbinas. Alguns desses materiais são: aço inoxidável 347, Inconel 625, Haynes 230, Haynes 214 e uma opção de matriz bimetálica. Esses materiais são apresentados na Tabela 6.5 em ordem crescente de custo e de resistência a altas temperaturas. A Tabela 6.7 apresenta o custo desses materiais, publicados por McDonald (2003), o custo de fabricação, considerando a meta de 1,5 vezes o custo do material e o custo total (do material e de fabricação).

Tabela 6.7 – Custos da matriz do recuperador

	Aço inox 347	Inconel 625	Haynes 230	Haynes 214	Bimetálico (77% 347 e 23% Inconel 625)
Custo material (U\$/kg)	12	60	84	108	23
Custo fabricação (U\$/kg)	18	90	125	162	34,5
Custo total (U\$/kg)	30	150	210	270	57,5

Portanto, de acordo com a discussão anterior, é possível fazer uma previsão dos custos dos recuperadores de microturbina através do peso de suas matrizes. A variação dos pesos das matrizes com o número de Reynolds para as superfícies e para os combustíveis considerados nesse estudo são apresentados na Figura 6.9.

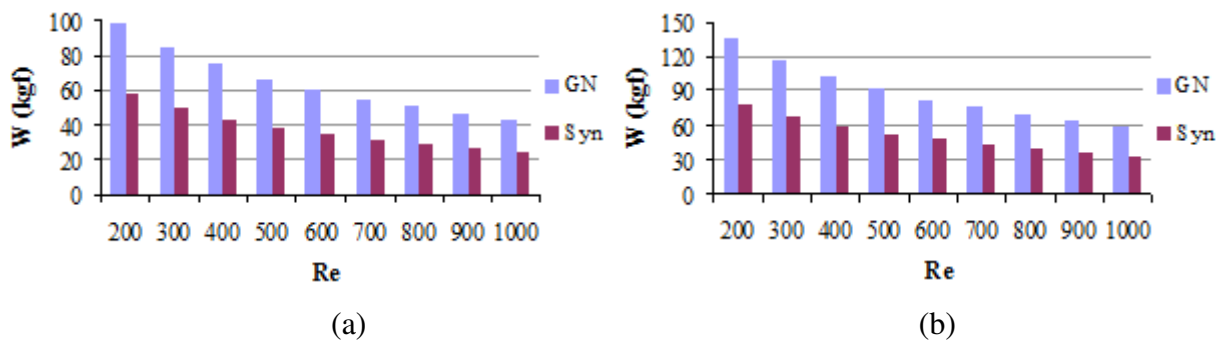


Figura 6.9 – Peso da matriz do recuperador: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60

Para calcular o peso da matriz do recuperador usando as superfícies consideradas e os combustíveis estudados, foi usado o número de Reynolds que corresponde ao valor da perda de carga limite, pré-definida neste trabalho, ou seja, 3%. Nesse caso, os valores do Re são: 340 quando o combustível utilizado é o gás natural e 425 quando o combustível é a biomassa, para as duas superfícies.

A Figura 6.10 mostra o custo total da matriz, considerando nos cálculos dos custos e os materiais apresentados na Tabela 6.5.

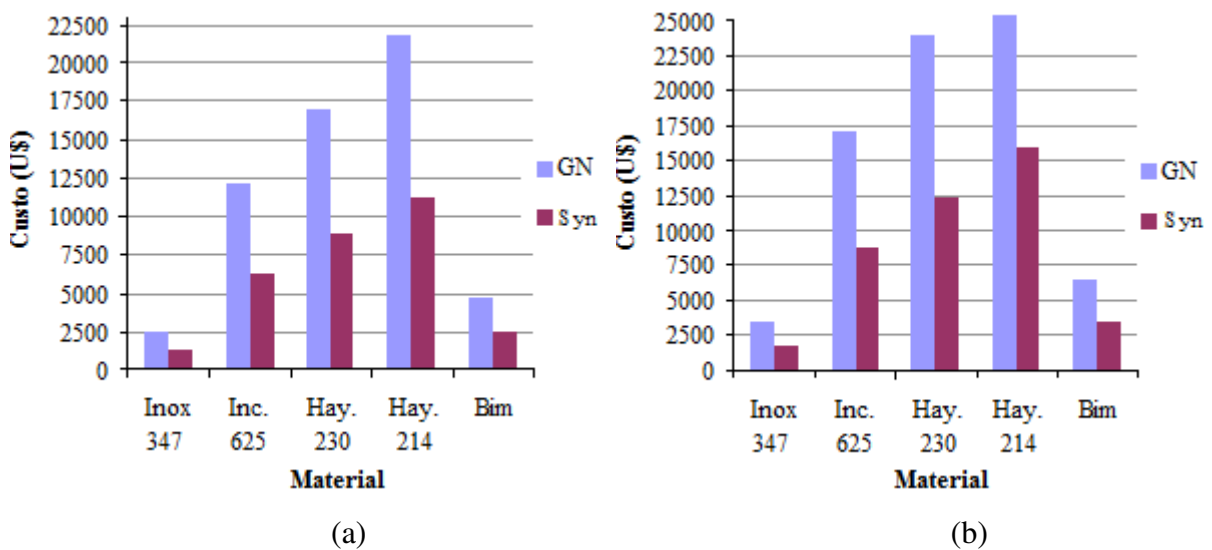


Figura 6.10 - Custo da matriz do recuperador considerando uma perda de carga total de 3%: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60

Conforme esperado, o custo da matriz, quando se utiliza a biomassa como combustível é menor do que quando se usa o gás natural, pois o peso da matriz é menor para essa condição.

6.3.4 Análise do Desempenho Térmico

Para finalizar, é importante também analisar o desempenho térmico da matriz do recuperador, quando os dois combustíveis considerados são usados. A Figura 6.11 mostra uma comparação do coeficiente global de transferência de calor obtido nas condições estudadas no presente trabalho, ou seja, para as superfícies CC2.2-75 e CC2.2-60 e para os combustíveis gás natural e para o *syngas*.

Observando a Figura 6.11 é possível notar que a mudança no tipo de combustível influencia também o coeficiente global de transferência de calor. O uso da biomassa leva a um aumento desse parâmetro quando se usa as superfícies CC2.2-75 e CC2.2-60. No entanto, essa variação não é tão significativa, ficando em torno de 5% nos dois casos.

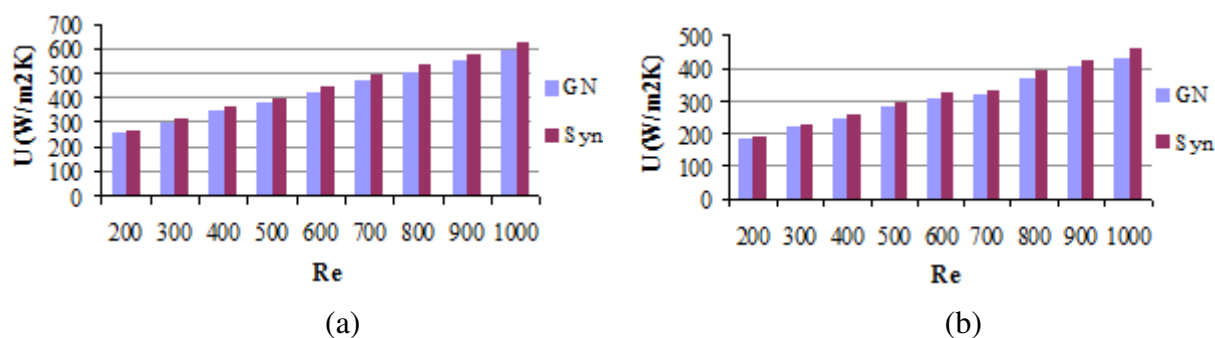


Figura 6.11 – Coeficiente global de transferência de calor da matriz para: a) Superfície CC2.2-75, b) Superfície CC2.2-60

Até este momento foram calculadas as dimensões da matriz do recuperador usando duas superfícies do tipo *Cross-Corrugated* que se mostraram as mais compactas, dentre as estudadas. O próximo passo do presente trabalho é buscar melhorias no projeto da matriz, procurando torná-la mais compacta e com custos mais baixos.

Para isso a superfície CC2.2-75, que se mostrou a mais compacta e de menores custos, foi escolhida como base para o projeto e modificações na sua geometria foram realizadas. Duas variações do ângulo entre as corrugações foram feitas, criando duas novas superfícies.

No entanto, para calcular as dimensões da matriz usando a superfície CC2.2-75 com modificações, é necessário conhecer suas características de transferência de calor e de escoamento, em especial o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga nessas novas superfícies.

Sabe-se que tais características são particulares de cada superfície e dependente da geometria, entre outros fatores. Por isso, será usado o método de simulação numérica, através do software Ansys CFX, para obter essas características e para realizar visualizações do

complexo escoamento que ocorre dentro das pequenas passagens da matriz. Com isso será possível analisar, por exemplo, os gradientes de temperatura, as perdas de pressão e os contornos de velocidade, relacionando-os com as mudanças na geometria.

Entretanto, para que as análises realizadas com o CFX sejam confiáveis é necessário realizar uma validação, comparando resultados obtidos na simulação com dados experimentais. Portanto, uma validação foi realizada e será apresentada no item a seguir, usando resultados experimentais publicados em Stasiek et al. (1996).

6.4 VALIDAÇÃO

A realização da validação é possível usando dados experimentais. Por isso, nesse trabalho, foram usados os dados publicados por Stasiek et al. (1996). Um resumo do método experimental usado por eles é apresentado a seguir.

6.4.1 Apresentação do Problema

Stasiek et al. (1996) realizaram testes experimentais de escoamento e de transferência de calor em uma geometria Cross-Corrugated representativa de trocadores de calor compactos. Eles utilizaram a técnica de Cristal Líquido Termocromático e processamento de imagens para obter a distribuição do Número de Nusselt Local sobre a superfície e o Número de Nusselt médio. Os experimentos foram conduzidos utilizando um túnel de vento, constituído de uma seção de entrada com um ventilador e um aquecedor e uma seção de trabalho incluindo as placas corrugadas, conforme mostra o Figura 6.12. O ventilador tinha capacidade de fornecer vazões em massa de ar, correspondente a Números de Reynolds de 500 a 10^4 e o aquecedor podia fornecer ar a temperaturas de 25 a 60 °C.

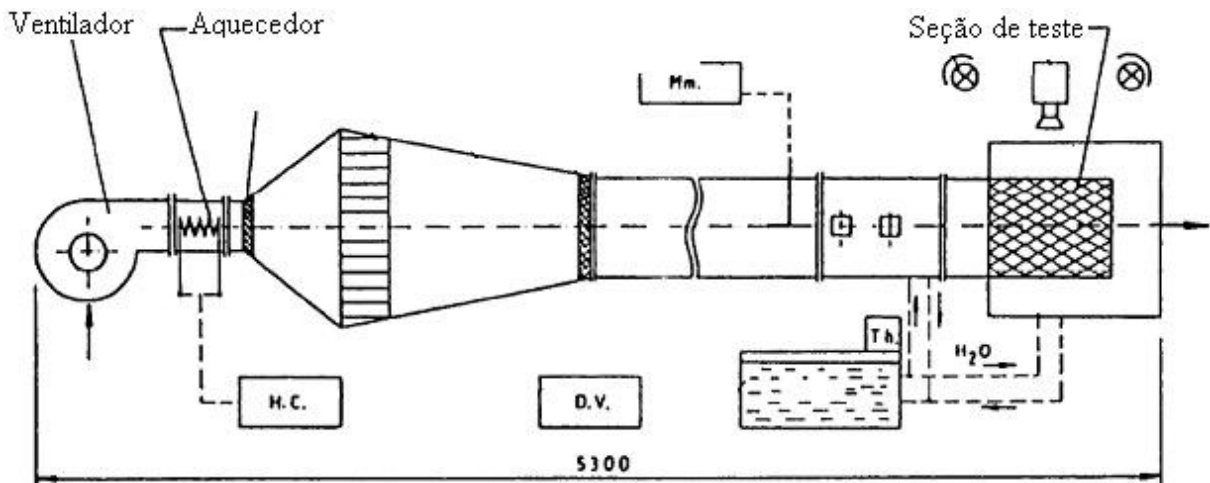


Figura 6.12 - Túnel de vento original (Stasiek et al., 1996)

A Seção de trabalho consistiu de um par de placas corrugadas de PVC de 420 x 420 mm e espessura de 0,75 mm. Foram realizados testes com três diferentes geometrias de corrugações, apresentadas na Tabela 6.8 como A, B e C.

Tabela 6.8 - Geometrias testadas

Geometria	A	B	C
P (mm)	32,00	29,50	25,00
H (mm)	8,75	10,40	12,10
H _i (mm)	8,00	9,65	11,35
Dh (mm)	13,84	15,39	15,34
P/H	3,66	2,84	2,07
P/H _i	4,00	3,06	2,22

Na Tabela 6.8, P, H e H_i correspondem, respectivamente, ao passo, à altura e à altura interna da corrugação. Essas dimensões estão indicadas na Figura 6.13. Dh é o diâmetro hidráulico do canal formado por duas superfícies. O ângulo entre corrugações para as três geometrias testadas foi de 75°.

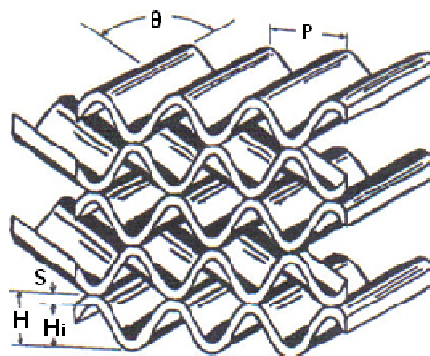


Figura 6.13 – Geometria *Cross-Corrugated*

Durante o experimento, o ar a uma temperatura T_f , insuflado pelo ventilador, passava entre as placas e trocava calor com a placa superior que estava a uma temperatura constante T_b .

Na superfície interna da placa de cima foi colocada uma camada de cristal líquido para medir a temperatura da parede interna (T_w), enquanto a parede externa foi mantida a temperatura T_b , por um banho de água. A Figura 6.14 apresenta um esquema do canal de testes, mostrando as temperaturas em questão.

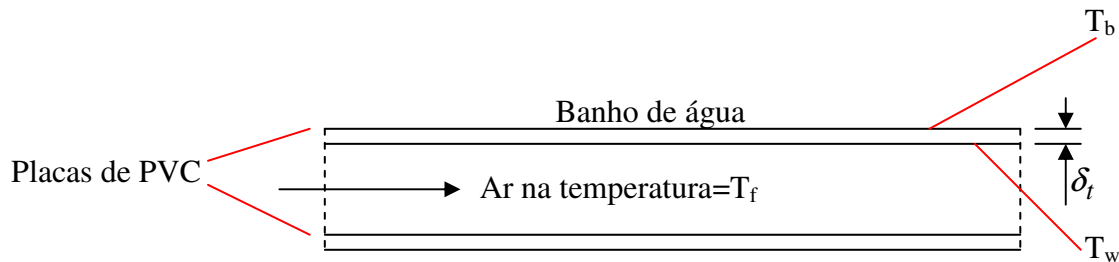


Figura 6.14 – Esquema do canal de teste

Com isso, o coeficiente de transferência convectivo local foi obtido através da Equação 6.1.

$$h = \frac{\lambda_t}{\delta_t} \frac{T_w - T_b}{T_f - T_w} \quad (6.1)$$

onde λ_t é a condutividade térmica do material da parede e δ_t é a espessura total, incluindo a espessura da placa e do cristal líquido.

Na Equação 6.1 a transferência de calor lateral por condução ao longo da parede foi desprezada, já que esta é muito pequena quando comparada com a transferência de calor entre a parede e o fluido. A temperatura do ar na entrada da seção de trabalho foi mantida a 45 °C e a temperatura do banho de água a 13 °C.

O número de Nusselt local foi obtido pela Equação 6.2 e o Número de Nusselt médio foi obtido pela Equação 6.3.

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_f} \quad (6.2)$$

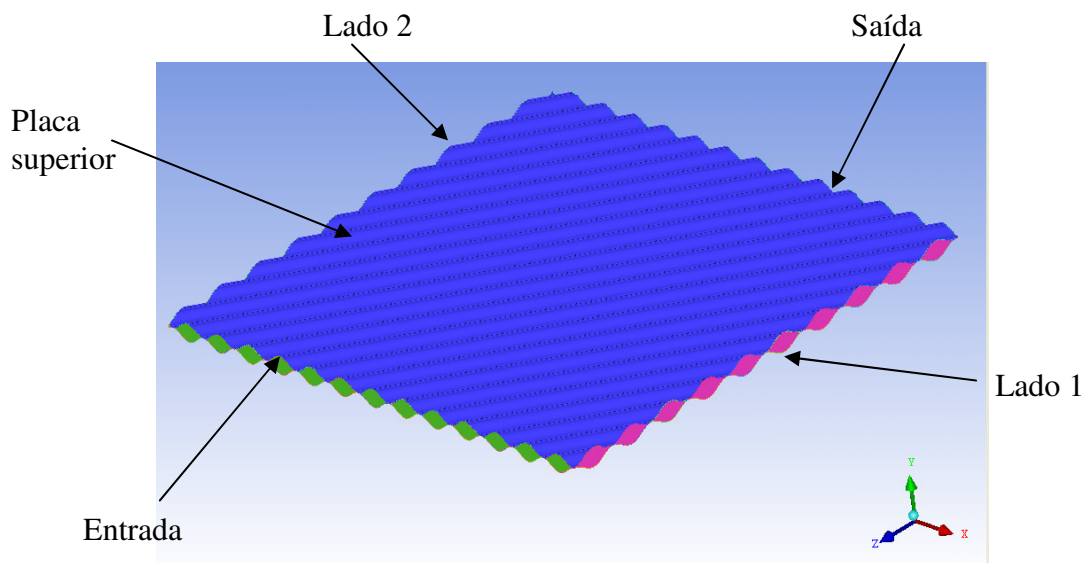
onde Nu é o número de Nusselt local, h é o coeficiente local de transferência de calor, Dh é o diâmetro hidráulico e λ_f é a condutividade térmica do fluido.

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{q}_w D_h}{\lambda_f (\bar{T}_w - T_f)} \quad (6.3)$$

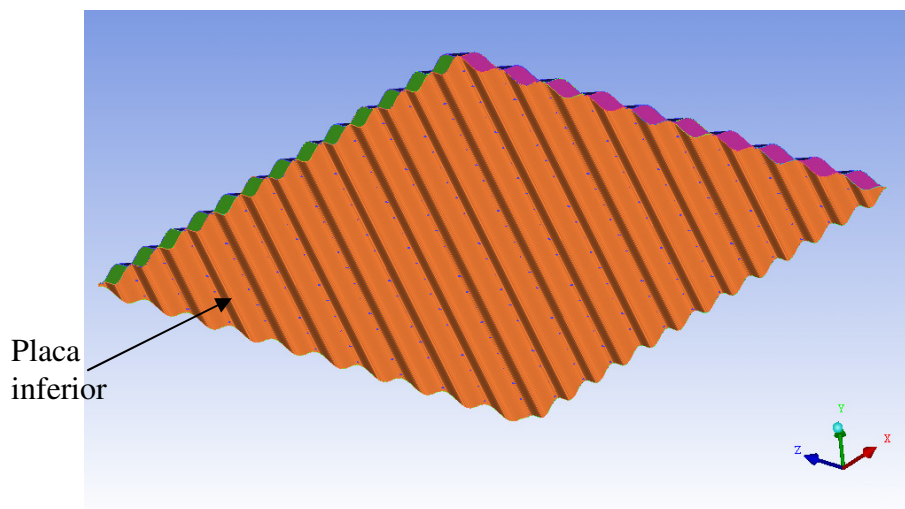
onde \bar{Nu} é o número de Nusselt médio, \bar{q}_w é a taxa de fluxo de calor médio na parede e \bar{T}_w é a temperatura média da parede interna do tubo.

Para as simulações foi utilizado um canal corrugado, cuja geometria corresponde à geometria A da Tabela .8 e com as mesmas dimensões utilizadas na seção de teste apresentada anteriormente.

O seguinte modelo foi utilizado para representar o estudo experimental em questão: ar a temperatura de 45 °C passa pelo canal, formado pelas duas placas corrugadas (Figura 6.15).



(a)



(b)

Figura 6.15 – Modelo Simulado. (a) Placa superior, (b) Placa inferior

A placa superior é mantida a temperatura constante de 13 °C. A placa inferior e os lados são considerados adiabáticos, pois o interesse é calcular a transferência de calor na parede superior. Os números de Reynolds estudados são 580, 720, 1700, 2000, 2900 e 3300. Para os números de Reynolds igual a 580 e 720, o escoamento foi considerado laminar e para os outros valores de Re utilizou-se o modelo de turbulência SST.

A Tabela 6.9 apresenta um resumo das condições de contorno usadas para simular o modelo apresentado na Figura 6.15.

Tabela 6.9 – Condições de contorno

Local	Grandeza	Valor	Unidade	Observação
Entrada	Temperatura	45	°C	-
Entrada	Vazão mássica	0,003	kg/s	Re=580
Entrada	Vazão mássica	0,004	kg/s	Re=720
Entrada	Vazão mássica	0,009	kg/s	Re=1700
Entrada	Vazão mássica	0,010	kg/s	Re=2000
Entrada	Vazão mássica	0,015	kg/s	Re=2900
Entrada	Vazão mássica	0,017	kg/s	Re=3300
Placa superior	Temperatura	13	°C	-
Placa inferior	Fluxo de calor	0	W/m ²	-
Saída	Pressão estática	0	kPa	-
Lado 1	Fluxo de calor	0	W/m ²	-
Lado 2	Fluxo de calor	0	W/m ²	-

A vazão mássica foi calculada conhecendo-se o número de Reynolds e o diâmetro hidráulico.

O coeficiente convectivo médio na superfície superior foi calculado, o que permitiu calcular o número de Nusselt médio nessa superfície para os números de *Re* investigados. A comparação desses resultados com o trabalho de Stasiek et al. (1996) é apresentada no item 6.4.2.

6.4.2 Análises

A Figura 6.16 mostra o perfil de velocidades no canal formado pelas placas corrugadas para Re=580, caracterizando o escoamento no mesmo.

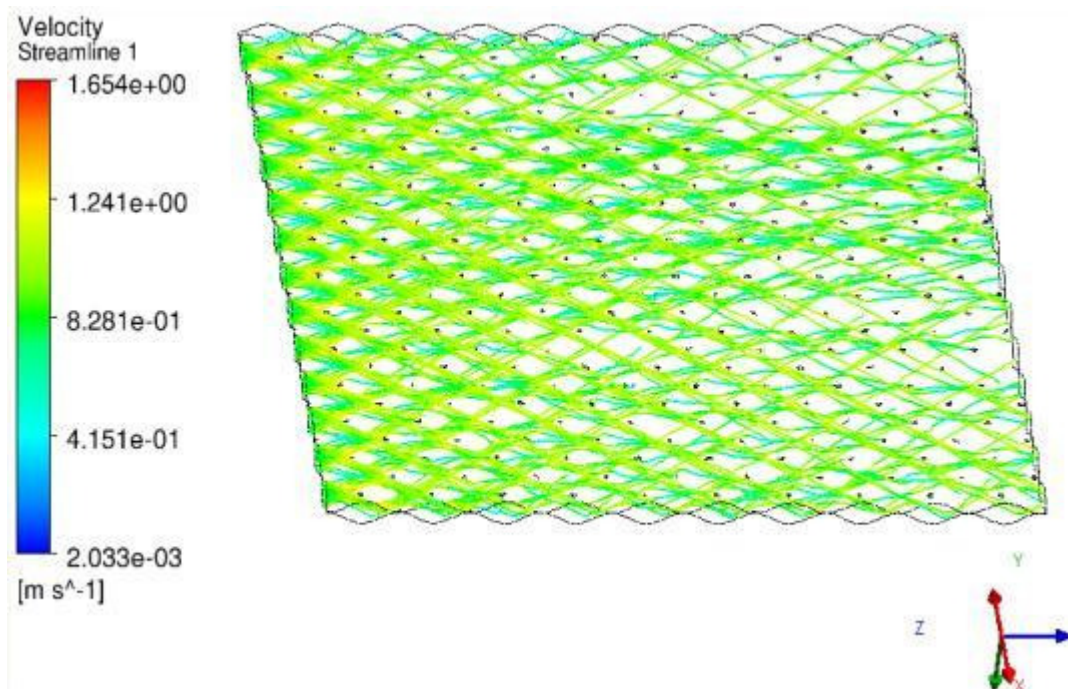
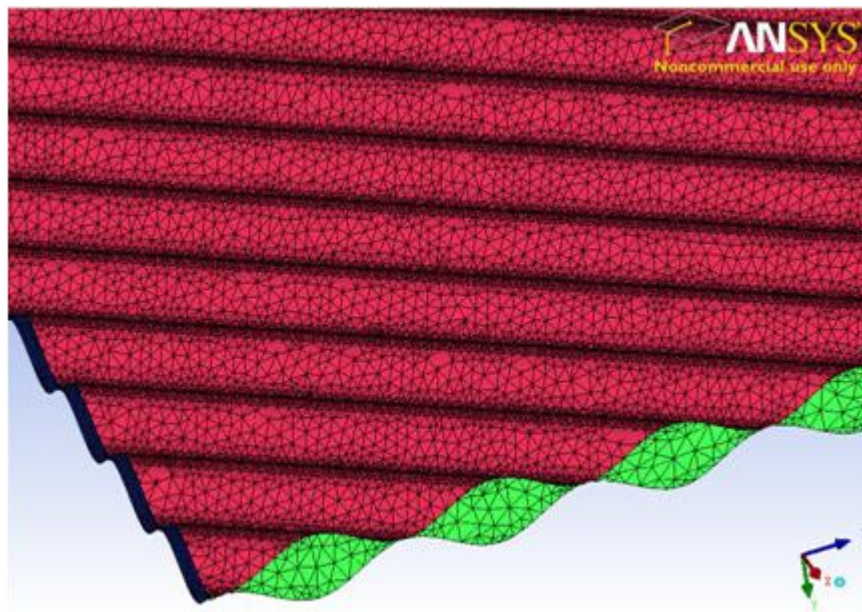
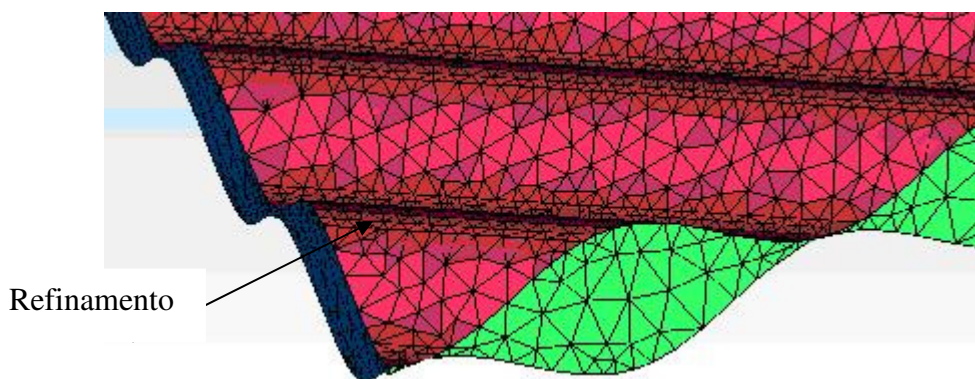


Figura 6.16 – Perfil do escoamento entre as placas corrugadas para $Re=580$

A malha usada para descrever o modelo em questão é do tipo tetraédrica não estruturada. A Figura 6.17 ilustra a malha usada.



(a)



(b)

Figura 6.17 – Malha usada na simulação. (a) Canal malhado, (b) detalhe do refinamento da malha.

No topo das superfícies corrugadas foi usada uma malha de tamanho menor (refinada) para melhor descrever o comportamento do escoamento nessas regiões, conforme mostra a Figura 6.16.

Isso foi necessário, porque essas regiões são as de maior interesse nesse estudo, já que são nelas, segundo a literatura, que ocorre maior transferência de calor, devido à geometria. Além disso, na região onde as superfícies se tocam, a geometria se torna mais complexa devido ao ângulo entre as direções das ondulações. Malhas maiores foram testadas também para essas regiões, mas elas não descreveram bem a geometria, apresentando “buracos” e deformações.

As Tabelas 6.10, 6.11, 6.12, 6.13, 6.14 e 6.15 apresentam as características das três malhas testadas para os números de Reynolds analisados, utilizando o escoamento laminar para números de Reynolds igual a 580 e 720 e o modelo de turbulência SST para os outros valores de Re.

Tabela 6.10 – Características principais das malhas testadas para Re=580

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Comprimento do maior lado do elemento na malha de volume global das partes não refinadas (mm)	4	4	4
Comprimento do maior lado do elemento na malha do topo das corrugações (refinada) (mm)	2,0	2,1	1,95
Quantidade de elementos	1.060.325	898.171	1.134.084
Número de iterações	152	150	164
Tempo de cálculo	1:12 h	1:20 h	1:36 h

Tabela 6.11 – Características principais das malhas testadas para Re=720

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Comprimento do maior lado do elemento na malha de volume global das partes não refinadas (mm)	4,0	4,0	4,0
Comprimento do maior lado do elemento na malha do topo das corrugações (refinada) (mm)	2,0	2,1	1,9
Quantidade de elementos	1.060.325	898.171	1.134.084
Número de iterações	163	165	170
Tempo de cálculo	1:20 h	1:32 h	1:42 h

Tabela 6.12 – Características principais das malhas testadas para Re=1700

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Comprimento do maior lado do elemento na malha de volume global das partes não refinadas (mm)	4,0	4	4
Comprimento do maior lado do elemento na malha do topo das corrugações (refinada) (mm)	2,0	2,1	1,9
Quantidade de elementos	1.060.325	898.171	1.134.084
Número de iterações	175	176	180
Tempo de cálculo	1:39h	1:45 h	2:08 h

Tabela 6.13 – Características principais das malhas testadas para Re=2000

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Comprimento do maior lado do elemento na malha de volume global das partes não refinadas (mm)	4,0	4	4
Comprimento do maior lado do elemento na malha do topo das corrugações (refinada) (mm)	2,0	2,1	1,9
Quantidade de elementos	1.060.325	898.171	1.134.084
Número de iterações	193	195	198
Tempo de cálculo	1:36h	1:45 h	2:09 h

Tabela 6.14 – Características principais das malhas testadas para $Re=2900$

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Comprimento do maior lado do elemento na malha de volume global das partes não refinadas (mm)	4,0	4	4
Comprimento do maior lado do elemento na malha do topo das corrugações (refinada) (mm)	2,0	2,1	1,9
Quantidade de elementos	1.060.325	898.171	1.134.084
Número de iterações	223	228	230
Tempo de cálculo	2:09 h	2:11 h	2:15 h

Tabela 6.15 – Características principais das malhas testadas para $Re=3300$

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Comprimento do maior lado do elemento na malha de volume global das partes não refinadas (mm)	4,0	4	4
Comprimento do maior lado do elemento na malha do topo das corrugações (refinada) (mm)	2,0	2,1	1,9
Quantidade de elementos	1.060.325	898.171	1.134.084
Número de iterações	241	242	243
Tempo de cálculo	2:29 h	2:29 h	2:31 h

A Figura 6.18 mostra a diferença absoluta entre os números de Nu simulados e os obtidos experimentalmente por Stasiak et al. (1996), usando os três tamanhos de malhas apresentados nas Tabelas 6.10, 6.11, 6.12, 6.13, 6.14 e 6.15.

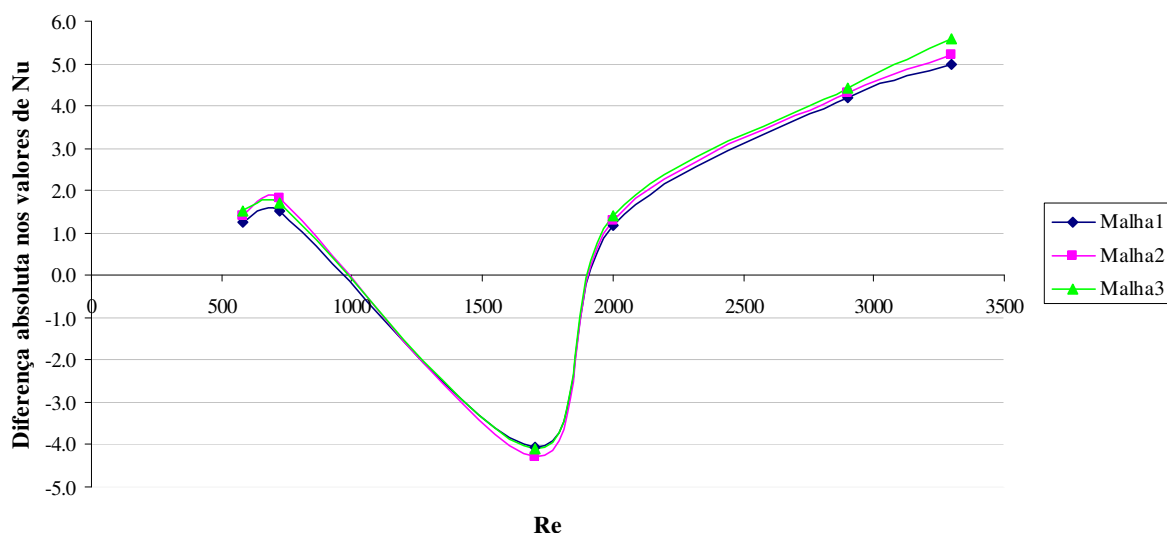


Figura 6.18 – Diferença absoluta entre os valores de Nu obtidos através de simulações e experimentalmente para três tamanhos de malhas

Nota-se na Figura 6.18 que as três malhas usadas permitiram obter pequenas diferenças entre os resultados das simulações e experimentais. No entanto, a Malha 1 foi a que apresentou a menor diferença e, portanto, apresenta-se como a melhor malha dentre as analisadas.

Deste modo, os resultados apresentados a seguir foram obtidos usando a malha 1, refinada no topo das ondulações (com comprimento do maior lado do elemento da malha refinada igual a 2 mm).

Prosseguido com a validação, foram testados dois modelos de transferência de calor: o *Thermal Energy* e o *Total Energy*.

A Figura 6.19 apresenta os desvios entre valores de número de Nu calculados pelas simulações e os obtidos experimentalmente por Stasiak et al. (1996) na parede superior do canal, para os dois modelos de transferência de calor utilizados.

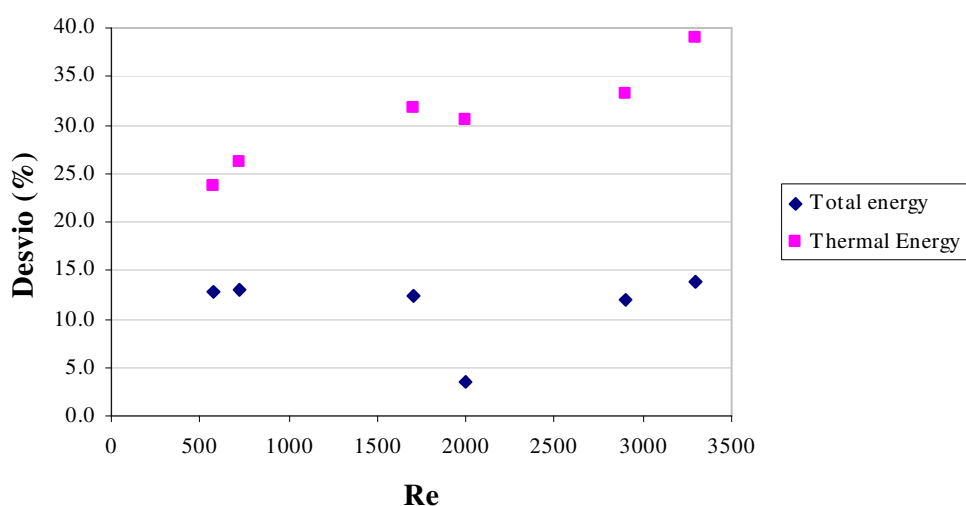


Figura 6.19 - Desvio nos valores de Nu calculados pelas simulações e obtidos experimentalmente

Conforme mostra a Figura 6.19, os desvios encontrados usando o modelo *Total Energy* ficaram entre 12 e 14%, com exceção do desvio obtido com Re igual a 2000, que foi menor que 5%.

Nota-se também que usando o modelo de transferência de calor *Thermal Energy*, o valor do desvio foi crescendo à medida que o número de Re aumentou. Isso, provavelmente, se deve ao fato de esse modelo desprezar os efeitos cinéticos, e, portanto, não é adequado para velocidades de escoamento mais altas. Além disso, nota-se que mesmo para números de Re mais baixos, o desvio encontrado usando esse modelo foi bem maior do que o desvio

encontrado usando o modelo *Total Energy*. Portanto, o modelo *Total Energy* se mostrou mais adequado para simular a transferência de calor nos casos estudados no presente trabalho e foi usado nas simulações posteriores.

A Figura 6.20 mostra os contornos de temperatura em um plano longitudinal do canal com geometria estudada experimentalmente. É possível observar a redução da temperatura ao longo do escoamento, já que o fluido está transferindo calor para a parede que está a uma temperatura mais baixa.

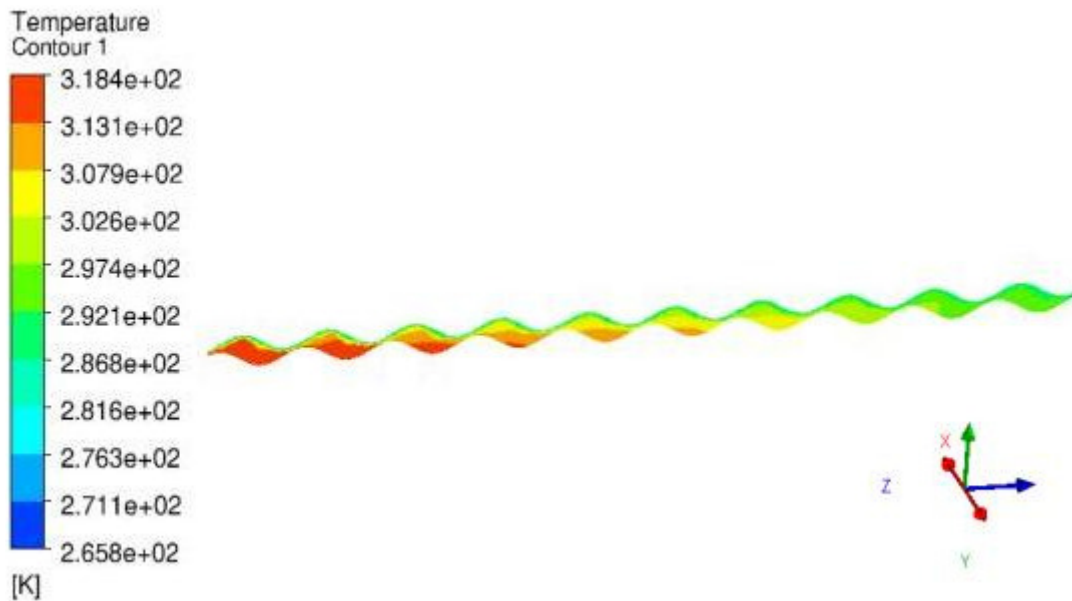


Figura 6.20 – Contorno de temperatura no plano longitudinal do canal para $Re=580$

A Figura 6.21 mostra os contornos de velocidade em um plano longitudinal do canal.

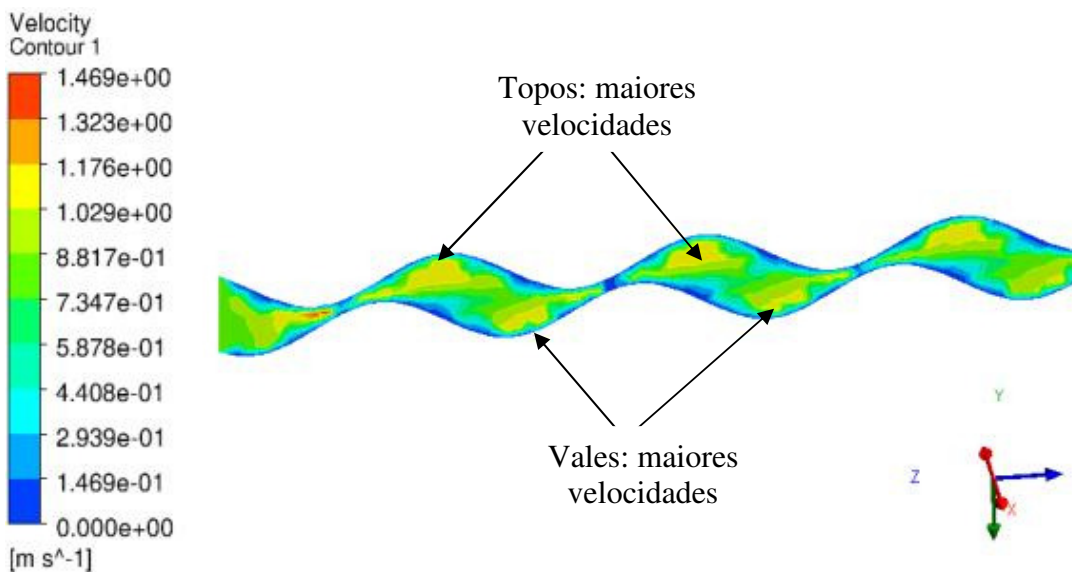


Figura 6.21 – Contornos de velocidade em um plano longitudinal do canal para $Re=580$

Nota-se na Figura 6.21 que há regiões próximas aos topos e aos vales do canal, onde a velocidade é bem maior do que nas outras regiões, o que provoca recirculações, aumentando o coeficiente de transporte de energia. Este fenômeno é o que se espera ao se utilizar superfícies de geometrias complexas.

Apesar do aumento na transferência de calor, a complexidade na geometria pode também provocar um aumento nas perdas de carga. E esse é um dos motivos pelos quais as matrizes dos recuperadores, que usam as superfícies aqui estudadas, apresentam um comprimento bastante reduzido, o que permite diminuir as perdas.

Porém, mesmo com os comprimentos dos escoamentos reduzidos, é necessário garantir que as perdas de carga não serão excessivas, o que tornaria inviável o uso de um recuperador no ciclo, conforme já mencionado anteriormente. Por isso, análises do fator de atrito das superfícies aqui estudadas são importantes, tornando necessária a validação desses resultados.

Portanto, comparou-se também os valores do fator de atrito obtidos experimentalmente por Stasiek et al. (1996) com os obtidos pelas simulações no CFX. Nesse caso, os números de Reynolds analisados foram 480, 580, 710, 950, 1800, 2100, 2800 e 3300.

A Figura 6.22 apresenta os desvios dos valores do fator de atrito obtidos nas simulações em relação aos encontrados experimentalmente.

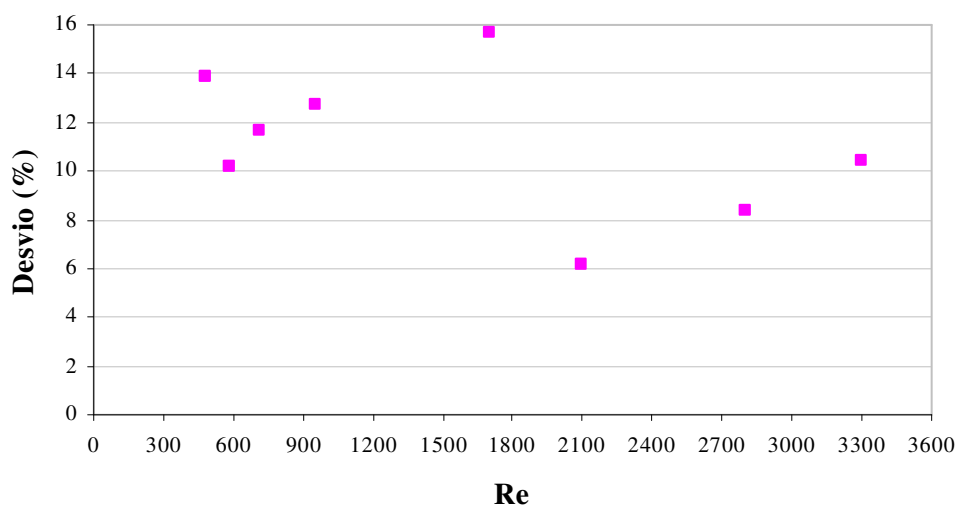


Figura 6.22 - Desvio nos valores de f calculados pelas simulações e obtidos experimentalmente

Nota-se na Figura 6.22 que os valores dos desvios encontram-se entre 6 e 16%, mostrando que as simulações no CFX podem obter resultados de perda de carga próximos dos reais.

Portanto, os resultados obtidos pela validação permitem que o software Ansys CFX seja usado para prever o número de Nusselt, obtendo, portanto as características de transferência de calor, e o fator de atrito, obtendo a perda de carga, no do projeto de matrizes de recuperadores de turbinas a gás.

Com isso, o CFX será usado para analisar as mudanças nas características de transferência de calor e de escoamento das novas superfícies obtidas ao se variar a geometria da superfície CC2.2-75.

6.5 ANÁLISE DA SUPERFÍCIE

Como visto anteriormente, a geometria da superfície CC2.2-75 foi escolhida para o pré-projeto da matriz do recuperador, devido às suas características de compactação, baixo custo e transferência de calor, permitindo obter baixas perdas de carga.

Com o objetivo de obter melhorias no projeto da matriz, variações na geometria da superfície CC2.2-75, usando dois ângulos diferentes entre as direções das corrugações, foram realizadas. As características da superfície CC2.2-75 e das suas variações, chamadas a partir de agora de CC2.2-85 e CC2.2-30 são apresentadas na Tabela 6.16.

Tabela 6.16 – Variações da superfície CC2.2-75

Superfície	Nome	P (mm)	Hi (mm)	Hi/P	teta
Original	CC2.2-75	2,36	1,07	2.2	75
Variação 1	CC2.2-85	2,36	1,07	2.2	85
Variação 2	CC2.2-30	2,36	1,07	2.2	30

Como a validação realizada no CFX mostrou que é possível obter resultados próximos dos resultados experimentais, as mesmas condições de escoamento usadas na validação foram usadas para simular o escoamento nas superfícies CC2.2-85 e CC2.2-30 e para obter o coeficiente de transferência de calor médio e o fator de atrito médio dessas superfícies. O escoamento no canal formado pela superfície CC2.2-75 também foi simulado para que uma comparação desta superfície com suas variantes fosse realizada.

Como pode ser observado na Tabela 6.14, as dimensões da superfície CC2.2-75 são muito reduzidas e o ângulo entre as direções das ondulações fazem com que a geometria se torne ainda mais complexa e difícil de ser modelada. Tentativas de modelar dois canais,

representando o caminho dos gases quentes e do ar frio, foram realizadas, mas o número de elementos superava o suportado pela memória do computador. Nas simulações de um único canal realizadas nesse trabalho o número de elementos passou de 1,6 milhões.

A Figura 6.23 mostra uma comparação entre os números de Nusselt médio obtidos para as superfícies CC2.2-75 e sua variação CC2.2-30.

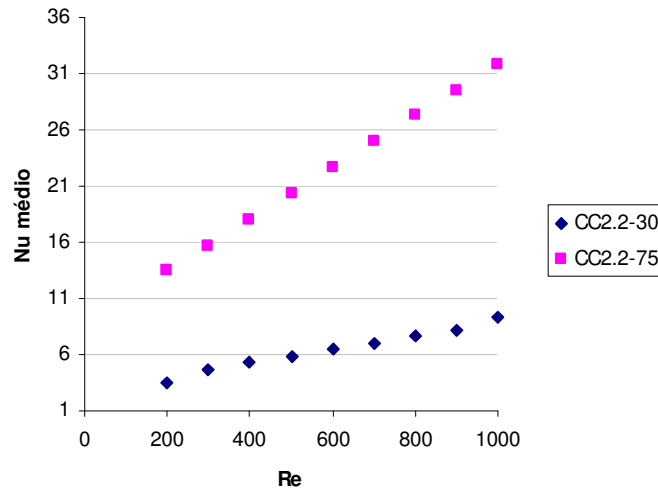


Figura 6.23 – Comparação entre Nu das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-30

Uma comparação similar pode ser observada na Figura 6.24 entre as superfícies CC2.2-75 e sua variação CC2.2-85.

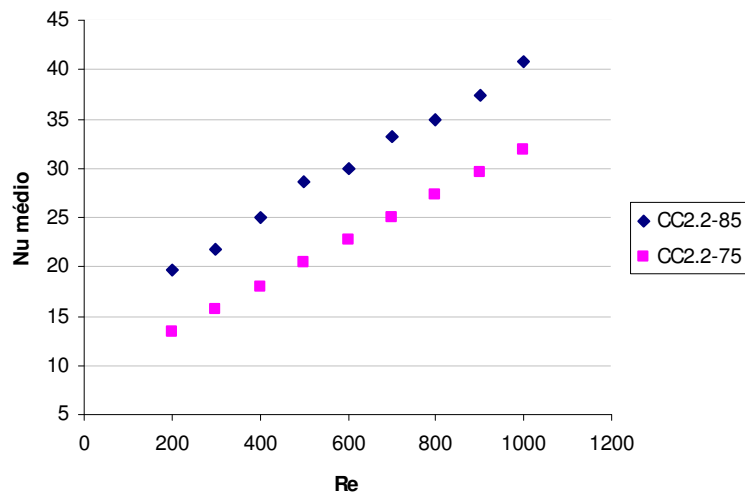


Figura 6.24 – Comparação entre Nu das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-85

Observa-se uma grande redução do número de Nusselt médio para a superfície CC2.2-30 e um aumento deste parâmetro para a superfície CC2.2-85 em relação à superfície CC2.2-75. Na Figura 6.25 observa-se os contornos de velocidade em um plano longitudinal do canal formado por duas placas corrugadas.

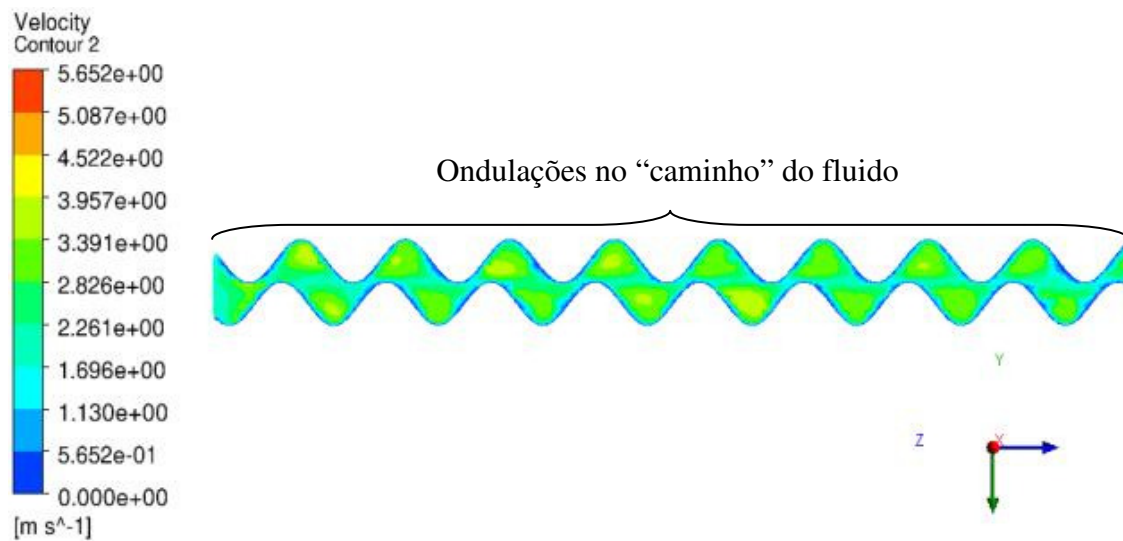
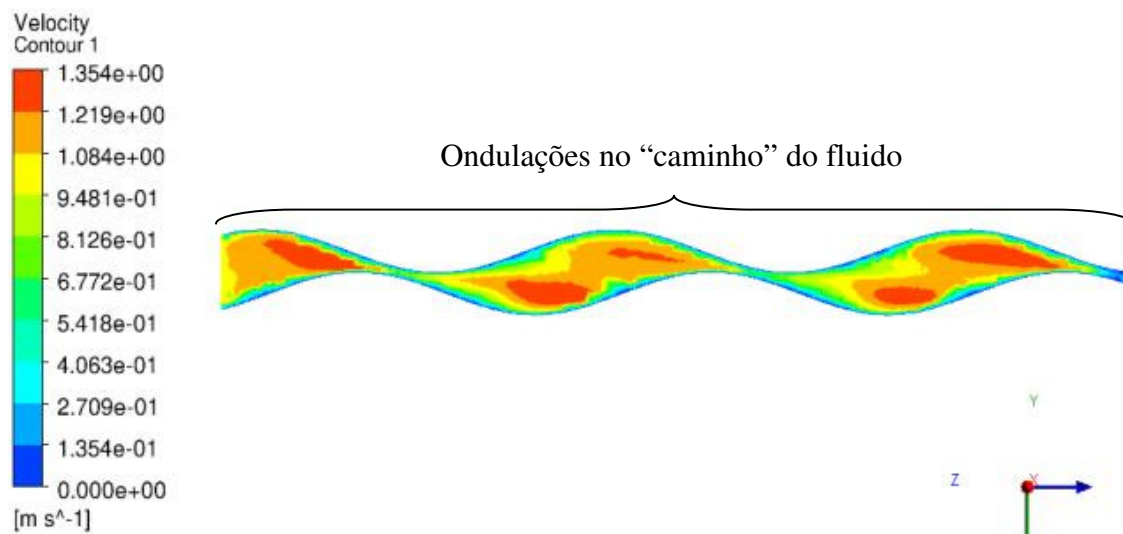
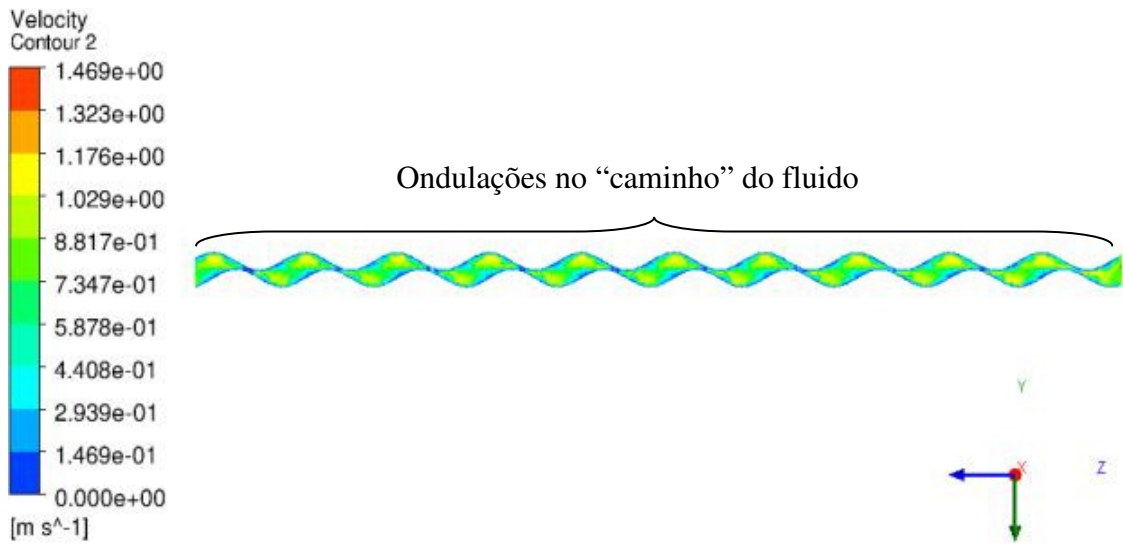


Figura 6.25 – Contornos de velocidade em um plano longitudinal para $re=500$. (a) Superfície CC2.2-75, (b) Superfície CC2.2-30, (C) Superfície CC2.2-85

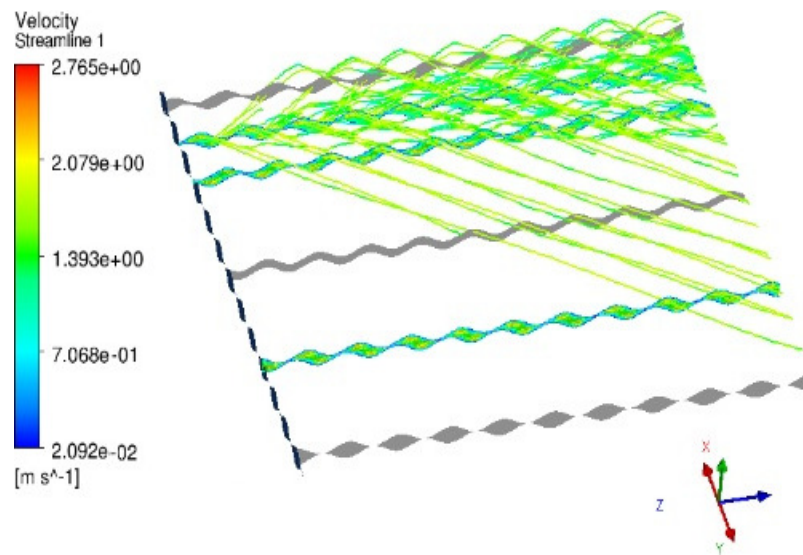
A Figura 6.25 (a) mostra os contornos para a superfície CC2.2-75, a Figura 6.25 (b) para a superfície CC2.2-30 e a Figura 6.25 (c) para a superfície CC2.2-85, considerando $Re=500$.

É possível observar, para as três superfícies, que nas regiões dos topos e dos vales das ondulações há maior velocidade. Quando se utilizou as variações da superfície CC2.2-75, a velocidade atingida nessas regiões foram ainda maiores. No caso da superfície CC2.2-30, observa-se um aumento na magnitude da velocidade por volta de 15%. Já no caso da superfície CC2.2-85, as velocidades atingiram magnitudes quase 4 vezes superior às velocidades encontradas na superfície CC2.2-75.

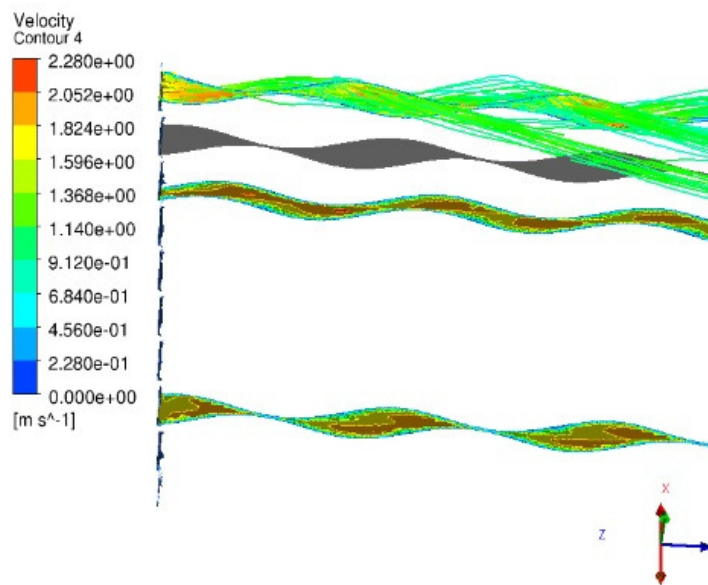
As maiores velocidades nessas regiões provocam recirculações, que favorecem a troca de calor. Isso contribuiu para que o número de Nusselt médio da superfície CC2.2-85 fosse significativamente maior do que o da superfície CC2.2-75.

No caso da superfície CC2.2-30, as maiores velocidades nas regiões dos topos e vales não promoveram recirculações suficientes para uma troca de calor tão eficiente quanto no caso da superfície CC2.2-85. Isso deve ter ocorrido porque, apesar das maiores velocidade naquelas regiões, o menor ângulo entre as corrugações fez com que a geometria da superfície fosse tal que o fluido percorreu um caminho menor durante o escoamento, o que pode ser observado na Figura 6.26, que mostra o perfil do escoamento para as três geometrias consideradas. Na Figura 6.26a, referente à superfície CC2.2-75, e na Figura 6.26c, referente à superfície CC2.2-85, nota-se que o fluido percorre um caminho maior do que na Figura 6.26b, referente à superfície CC2.2-30, durante sua passagem pelo canal. Há, nitidamente, mais ondulações no caminho do fluido, quando se usa a superfície CC2.2-85 do que quando se usa a superfície CC2.2-30, conforme pode ser observado também na Figura 6.25. Portanto, quando se diminuiu o ângulo entre as corrugações, houve uma redução da área de transferência de calor e uma conseqüente diminuição da troca de calor.

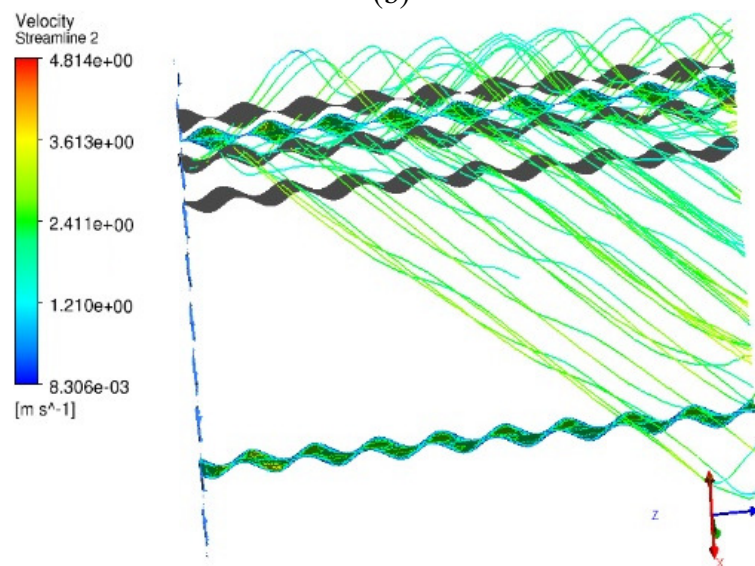
Logo, quando o ângulo foi aumentado de 75° para 85° , a geometria formada permitiu que a velocidade do fluido aumentasse consideravelmente nas regiões próximas às ondulações da superfície, favorecendo a troca de calor. O aumento do ângulo promoveu uma pequena redução da superfície de transferência de calor, mas como a velocidade aumentou quase 4 vezes, o resultado foi uma superfície com melhores características de transferência de calor. Quando o ângulo foi reduzido de 75° para 30° , houve um aumento em torno de 15% na magnitude da velocidade nas regiões das ondulações da superfície. No entanto, a superfície de transferência de calor foi reduzida drasticamente, de modo que a troca de calor ficou prejudicada.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.26 – Perfil de escoamento para as três superfícies consideradas: (a) Superfície CC2.2-75, (b) CC2.2-30, (c) CC2.2-85

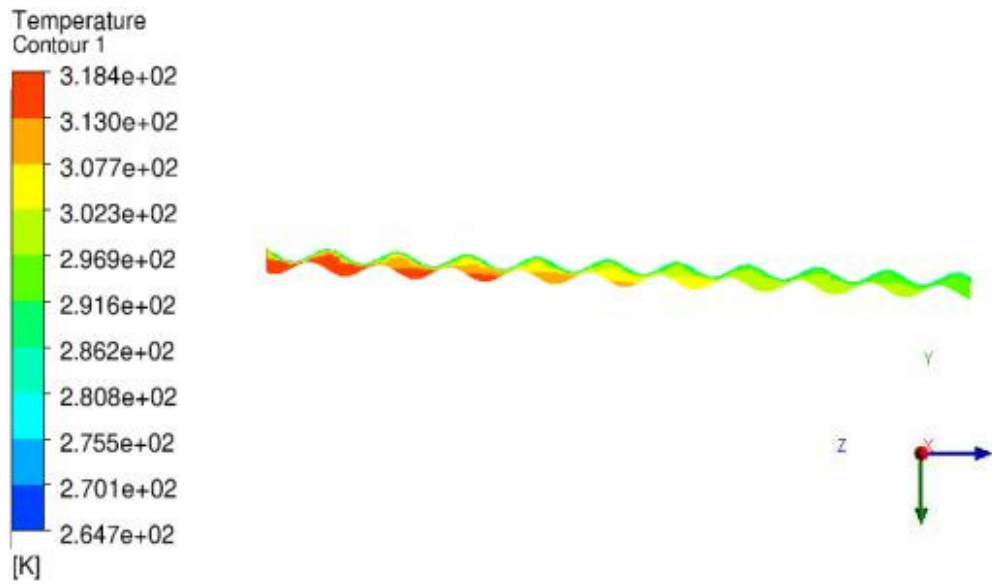
A Figura 6.27 mostra os contornos de temperatura em um plano longitudinal do canal. A Figura 6.27a mostra os contornos para a superfície CC2.2-75, a Figura 6.27b para a superfície CC2.2-30 e a Figura 6.27c para a superfície CC2.2-85 com $Re=500$.

Quando se observa a Figura 6.27a e a Figura 6.27c, nota-se que a diferença de temperatura ao longo do escoamento nas superfícies CC2.2-75 e CC2.2-85 foi diminuindo gradualmente. Ao contrário, ao se observar a Figura 6.27b, nota-se que na superfície CC2.2-30 manteve-se uma grande diferença de temperatura ao longo de todo o escoamento. Essas observações permitem supor que houve uma troca de calor mais eficiente nas duas primeiras em relação à superfície CC2.2-30.

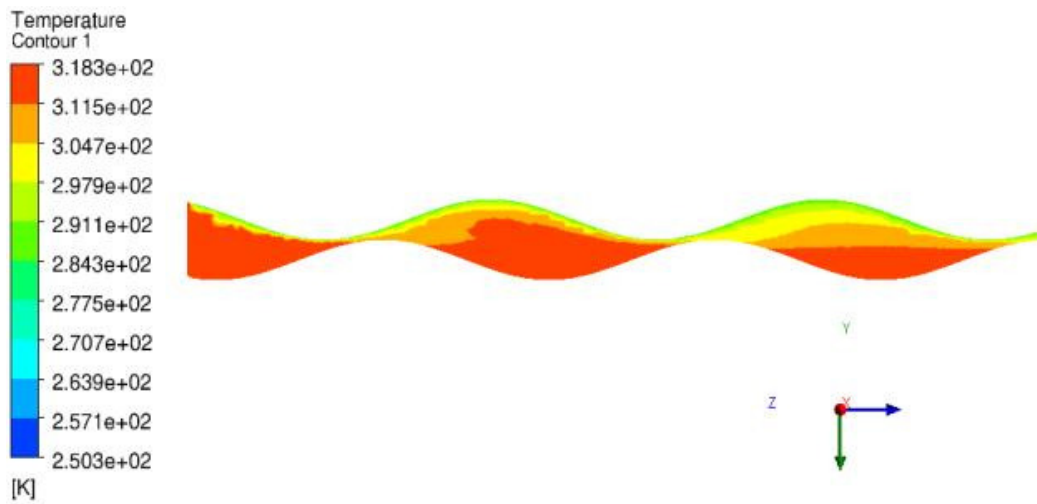
Os maiores gradientes de temperatura também indicam que a diminuição do ângulo entre as corrugações torna a geometria da superfície menos eficiente na troca de calor, o que, aliás, já foi observado nas análises anteriores.

Um comportamento semelhante foi observado para todos os números de Reynolds simulados. A Figura 6.28 apresenta os contornos de temperatura para um plano ao longo do escoamento com $Re=900$ para as três geometrias consideradas. Novamente, observa-se que nas superfícies CC2.2-75 e CC2.2-85 há uma troca mais eficiente de calor, de modo que a temperatura na saída do canal é homogênea. Já com superfície CC2.2-30, há uma grande diferença de temperatura na saída do canal, mostrando que não houve uma troca adequada de calor.

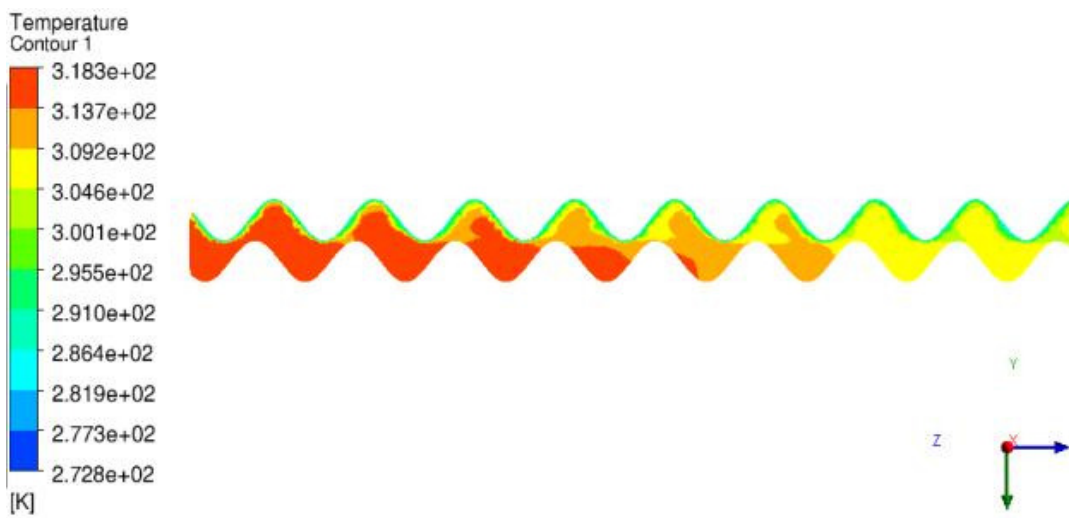
A Figura 6.29 mostra os contornos de temperatura em dois planos longitudinais (plano yz) do canal, em distâncias diferentes ao longo do eixo x, mostrando que o comportamento da temperatura também não variou muito ao longo da geometria: para os dois planos, durante todo o escoamento, há uma grande diferença de temperatura, mostrando a ineficiência da troca de calor.



(a)

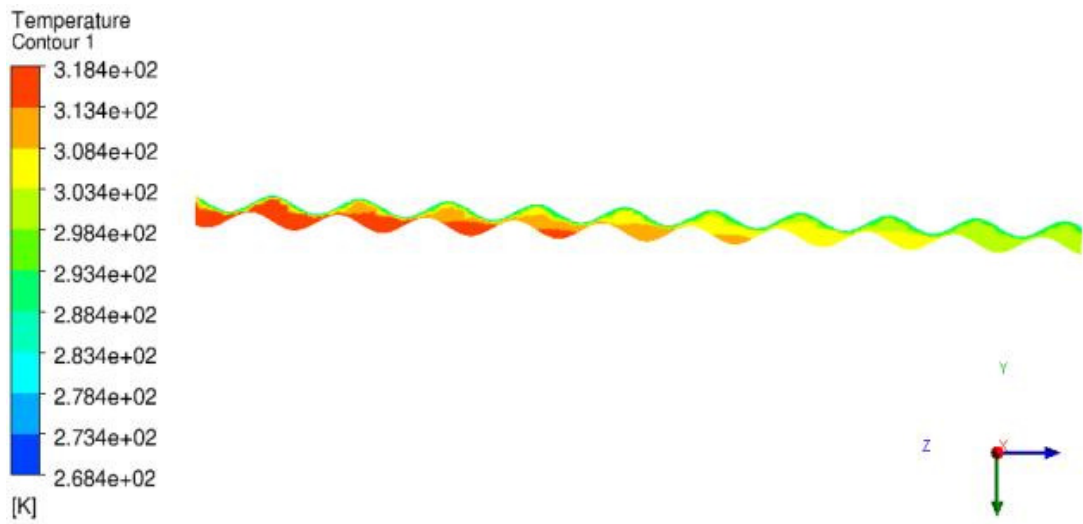


(b)

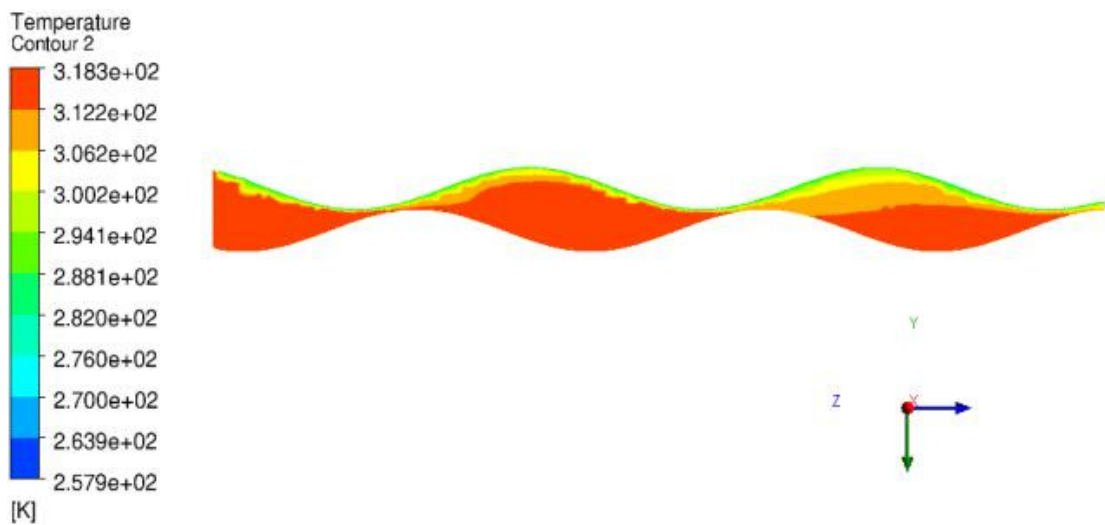


(c)

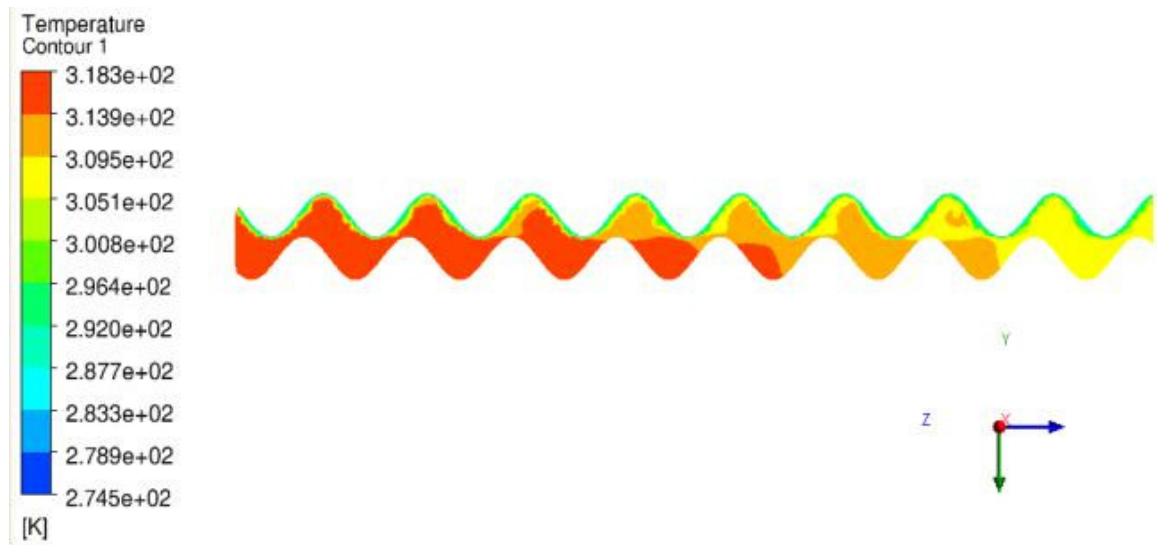
Figura 6.27– Contornos de temperatura em um plano longitudinal para $re=500$. (a) Superfície CC2.2-75, (b) Superfície CC2.2-30, (C) Superfície CC2.2-85



(a)

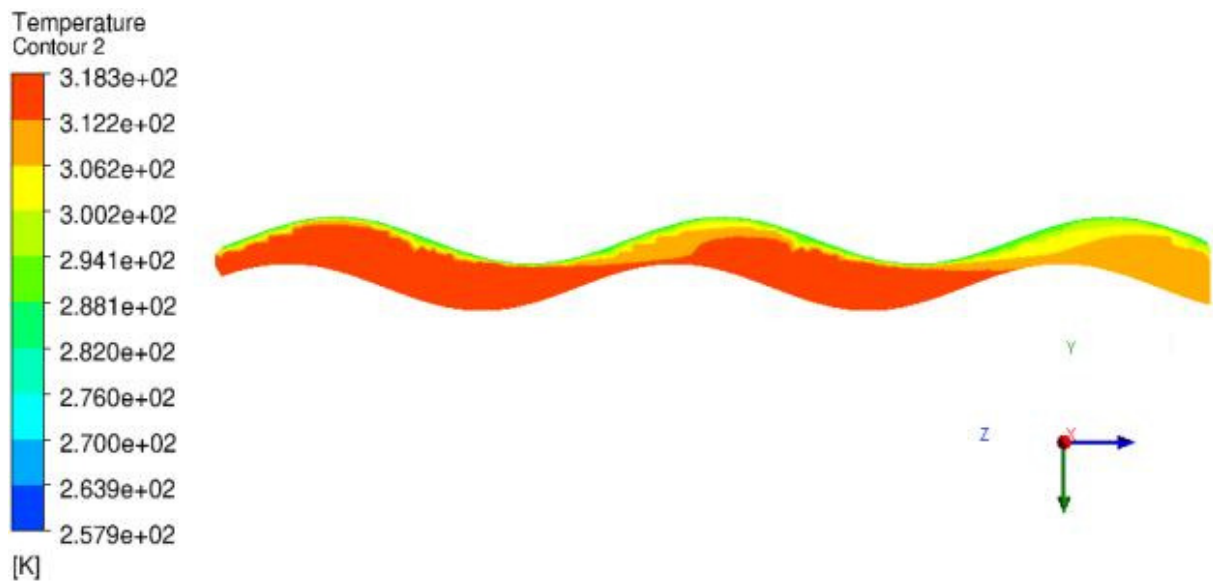


(b)

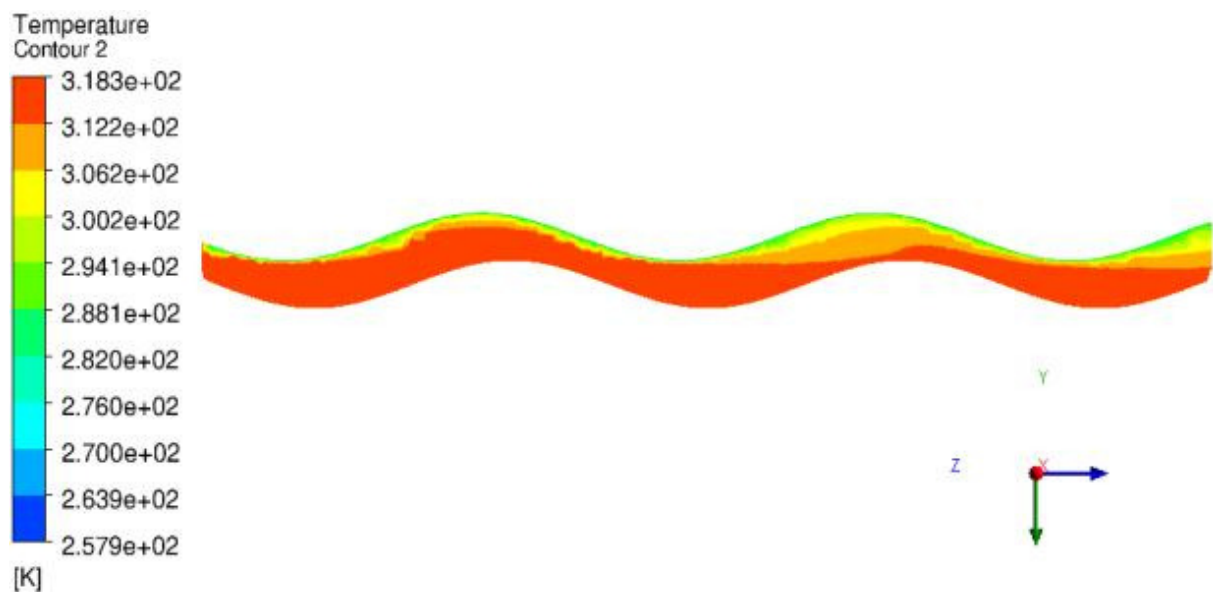


(c)

Figura 6.28 – Contornos de temperatura em um plano longitudinal para $re=900$. (a) Superfície CC2.2-75, (b) Superfície CC2.2-30, (c) Superfície CC2.2-85



(a)



(b)

Figura 6.29 - Contornos de temperatura em planos longitudinais para a superfície CC2.2-30 e $Re=500$. (a) $x=0,32$ m, (b) $x=0,12$ m

A Figura 6.30 mostra uma comparação entre os fatores de atrito obtidos para as superfícies CC2.2-75 e sua variante CC2.2-30 e a Figura 6.31 mostra uma comparação entre os fatores de atrito obtidos para as superfícies CC2.2-75 e sua variante CC2.2-85.

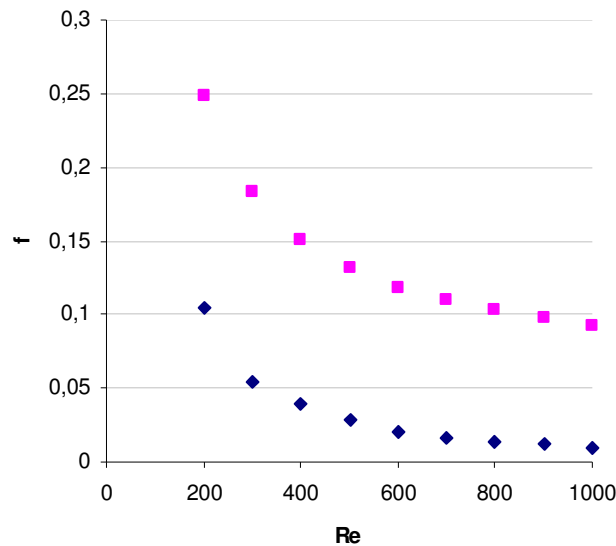


Figura 6.30 – Comparação entre f das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-30

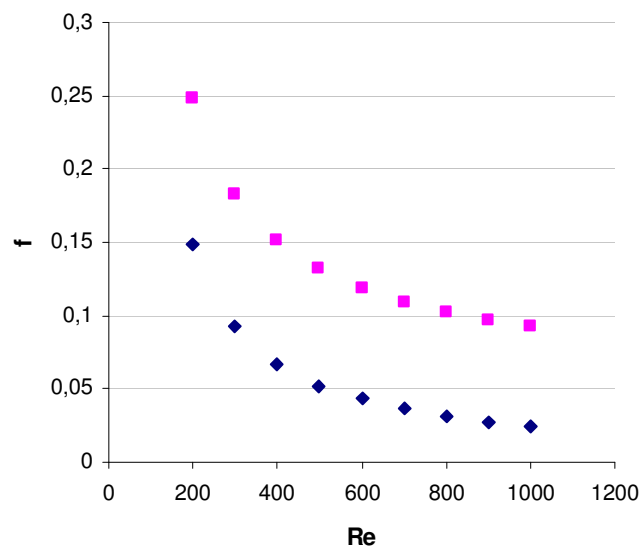


Figura 6.31 – Comparação entre f das superfícies CC2.2-75 e CC2.2-85

Ao contrário do esperado, houve uma grande redução no fator de atrito da superfície CC2.2-30 em relação à superfície CC2.2-75, para todos os números de Re analisados, apesar de o número de Nu também ter diminuído.

No caso da superfície CC2.2-85, nota-se também uma redução no fator de atrito para todos os números de Re estudados, ficando em torno de 22% para Re=200 e de 31% para Re=1000.

As reduções no fator de atrito implicam em redução da perda de carga no recuperador, e, portanto, numa melhoria no projeto do mesmo, assim como o aumento do número de Nusselt, que implica em melhores características de transferência de calor.

Portanto, analisando os resultados das simulações, pode-se dizer que a superfície CC2.2-75 que foi previamente escolhida para o projeto do recuperador, teve suas características térmicas e hidráulicas melhoradas ao se variar o ângulo entre as corrugações de 75 para 85, já que o número de Nusselt foi aumentado e o fator de atrito diminuído. No entanto, para comprovar a melhoria no projeto é necessário avaliar também as dimensões e o custo do recuperador ao se utilizar as superfícies modificadas. Essas análises são realizadas no item a seguir.

6.6 PROJETO DO RECUPERADOR MELHORADO

Para verificar se as variações na geometria da superfície CC2.2-75 contribuem com melhoramentos no projeto do recuperador, as superfícies variadas foram usadas para o projeto do mesmo. Portanto, os dados de Nu e f obtidos pelas simulações foram inseridos no programa em FORTRAN.

Mas, para isso, usou-se o Microsoft Excel 2007 para correlacionar Nu e f com o Re através do método dos mínimos quadrados. As equações de regressão de melhor ajuste para cada conjunto de dados, bem como os coeficientes das equações são apresentados nas Tabelas 6.17 e 6.18. Nestas, R^2 é o coeficiente de determinação, que compara os valores estimados pela equação de regressão e os valores reais, adquirindo valores de 0 a 1. Se R^2 for igual a 1, existirá uma correlação perfeita, não havendo diferença entre os dados estimados e os reais. Por outro lado, se o R^2 for igual a 0, não há correlação nenhuma entre os valores previstos pela equação de regressão e os valores reais.

Tabela 6.17- Correlação entre Nu e Re para as superfícies estudadas

$Nu=C1Re+C2$			
Superfície	C1	C2	R^2
CC2.2-30	0,0066	2,456	0,9883
CC2.2-85	0,0026	14,546	0,9941

Tabela 6.18- Correlação entre Nu e Re para as superfícies estudadas

$f=C1Re^{C2}$			
Superfície	C1	C2	R ²
CC2.2-30	211,53	-1,3657	0,9987
CC2.2-85	50,66	-1,1042	0,9996

Como pode ser visto na Tabela 6.17 e na 6.18, o menor valor de coeficiente de determinação encontrado foi de 0,9883 para a equação que correlaciona Nu e Re para a superfície CC2.2-30. Logo, pode-se considerar que as equações de regressão geradas pelo Microsoft Excel 2007 prevêm valores muito próximos dos reais e que, portanto, são confiáveis.

Usando os coeficientes das Tabelas 6.10 e 6.11 no programa em FORTRAN, as dimensões do recuperador foram calculadas, usando como combustível da microturbina, o gás natural e o *syngas*. Os resultados são mostrados na Tabela 6.19, considerando o gás natural como combustível e 6.20, considerando o *syngas* como combustível.

Tabela 6.19 – Parâmetros de projeto da matriz considerando gás natural como combustível

Superfície	V (m ³)	W (kgf)	B (m)	Di (m)	De (m)	L (m)	Np
CC2.2-30	0,33	332,31	1,40	0,38	1,40	0,16	1221
CC2.2-85	0,04	41,44	0,80	0,38	0,99	0,05	695

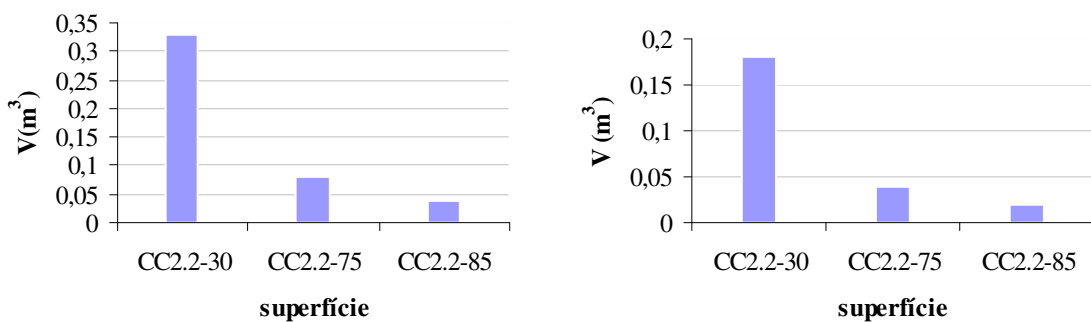
Tabela 6.20 - Parâmetros de projeto da matriz considerando o gás da biomassa como combustível

Superfície	V (m ³)	W (kgf)	B (m)	Di (m)	De (m)	L (m)	Np
CC2.2-30	0,18	165,59	1,05	0,38	1,25	0,14	916
CC2.2-85	0,02	19,55	0,61	0,38	0,78	0,04	531

Lembrando que os resultados foram obtidos considerando uma perda de carga de 3%, quando se usou o gás natural, o número de Re obtido com a superfície CC2.2-30 foi 220 e 670 com a superfície CC2.2-85. Quando se usou o *syngas*, os números de Re encontrados foram, respectivamente, 325 e 955 com as superfícies CC2.2-30 e CC2.2-85. Como o fator de atrito da superfície CC2.2-75 diminuiu muito ao mudar o ângulo de 75 para 30, a superfície CC2.2-30 permite maiores velocidades com uma perda de carga admissível. Já no caso da superfície CC2.2-85, as velocidades são menores.

Analisando os dados das Tabelas 6.12 e 6.13, nota-se que a superfície CC2.2-85 apresenta melhores características de projeto do que a CC2.2-30, já que todos os parâmetros de projeto calculados usando essa superfície são menores, permitindo, portanto, o projeto de um recuperador mais compacto. Nota-se que o projeto do recuperador com a superfície CC2.2-85 apresenta volume e peso, cerca de 8 vezes menores em relação ao projeto com a superfície CC2.2-30, tanto para gás natural, quanto para o gás da biomassa. Além disso, houve uma redução na largura maior que 40% e o comprimento foi reduzido em mais de 70% para os dois combustíveis. Com esses resultados, o número de placas necessários no projeto do recuperador é reduzido de 1221 para 695, quando se usa a superfície CC2.2-85.

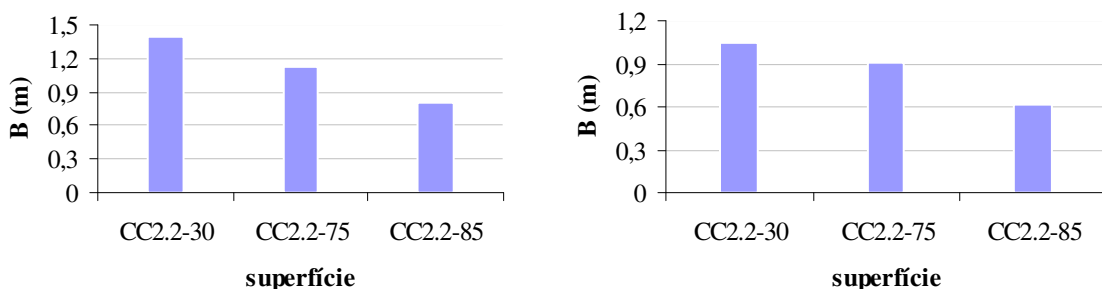
Como já havia sido observado em outros casos, as dimensões do recuperador também são reduzidas quando se usa o *syngas* como combustível. Isso pode ser melhor observado nas Figuras 6.32, 6.33 e 6.34, onde também é realizada uma comparação entre as superfícies CC2.2-75 e suas variações.



(a)

(b)

Figura 6.32 – Volume do recuperador: (a) gás natural, (b) *syngas*



(a)

(b)

Figura 6.33 – Largura do recuperador; (a) gás natural, (b) *syngas*

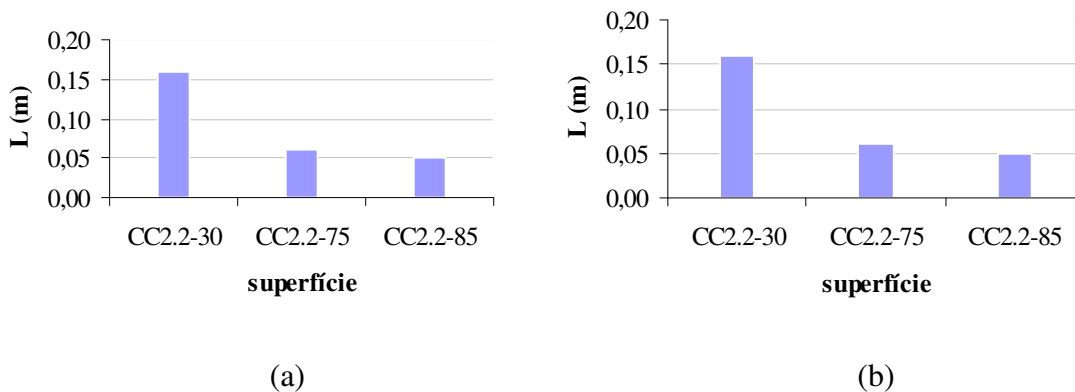


Figura 6.34 – Comprimento do recuperador; (a) gás natural, (b) *syngas*

Claramente pode ser notado que o aumento do ângulo entre as corrugações tornou a superfície mais compacta, fazendo com que o projeto do recuperador seja mais compacto. O contrário também pode ser observado, sendo que a redução do ângulo fez com que as dimensões do recuperador aumentassem. Esses resultados sugerem uma tendência de redução das dimensões do recuperador com o aumento do ângulo entre as corrugações com superfícies de razão P/H_i igual a 2.2. É claro que os dados aqui apresentados não são suficientes para essa conclusão, mas um trabalho mais detalhado com outras variações de ângulos poderia investigar melhor essa tendência. Como esse não é o escopo do presente trabalho, esta é uma sugestão de trabalhos posteriores.

Como já foi também comentado anteriormente, o recuperador mais compacto e, que, portanto, tem menor volume e menor peso, terá seus custos reduzidos. A Figura 6.35 mostra a comparação dos pesos dos recuperadores projetados com as três superfícies em questão e as Figuras 6.36, 6.37 e 6.38 ilustram os custos dos recuperadores usando essas superfícies. Para o cálculos dos custos foram usados os materiais e seus respectivos custos, mostrados na Tabela 6.14.

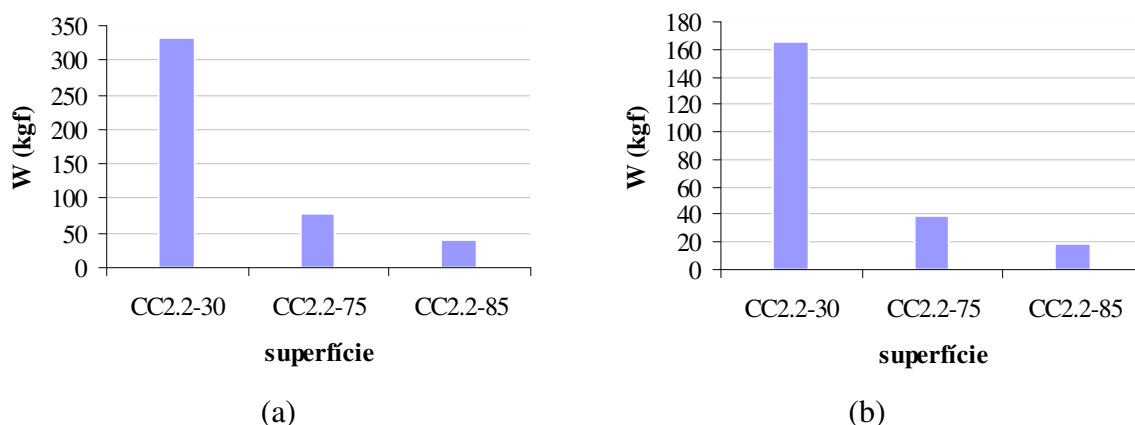


Figura 6.35 – Comprimento do recuperador; (a) gás natural, (b) *syngas*

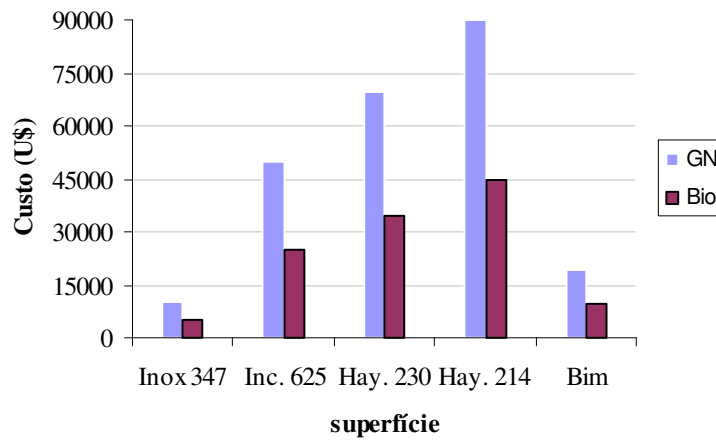


Figura 6.36 - Custo da matriz do recuperador usando a superfície CC2.2-30

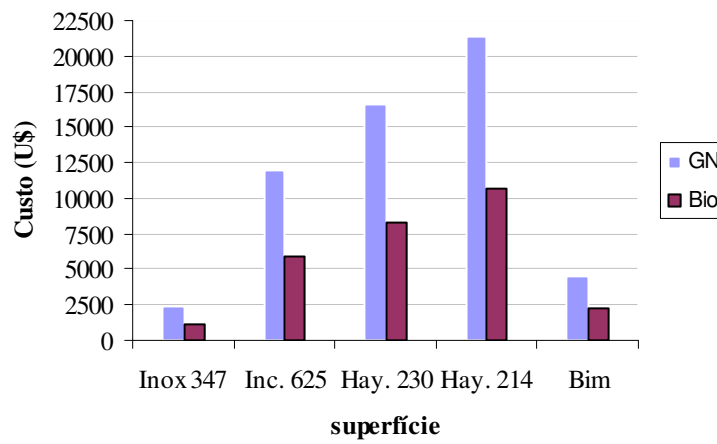


Figura 6.37 - Custo da matriz do recuperador usando a superfície CC2.2-75

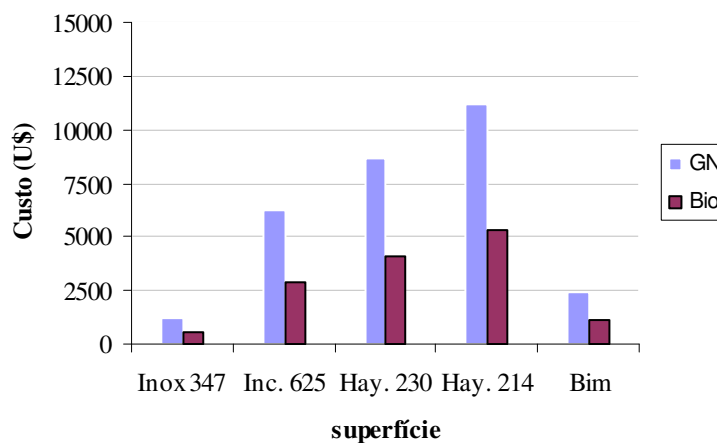


Figura 6.38 - Custo da matriz do recuperador usando a superfície CC2.2-85

As Figuras 6.36, 6.37 e 6.387 mostram que a superfície CC2.2-30 tem um custo muito maior do que as outras no projeto do recuperador. Nota-se que o custo do recuperador com

essa superfície chega a quase 90000 dólares, quando se usa o a superliga Haynes 230 como material e gás natural como combustível. Isso representa um acréscimo de mais de 4 vezes, em relação a superfície CC2.2-75 nas mesmas condições. Por outro lado, o custo do recuperador com a superfície CC2.2-85, nessas condições, é de pouco mais de 10000 dólares, o que representa uma redução de quase 50%. Quando se usa o *syngas*, as variações nos custos acontecem nas mesmas proporções do que quando se usa o gás natural. No entanto, como já comentado, os custos são bem menores quando se usa o *syngas*.

Portanto, levando em consideração todas as análises realizadas nesse capítulo, é possível dizer que uma melhora significativa no projeto do recuperador pode ser obtida ao variar o ângulo entre as corrugações de 75 para 85 na superfície CC2.2-75.

Como era de objetivo desse trabalho, um projeto de matriz de recuperador para uma microturbina a gás de 600 kW foi realizado. As dimensões da matriz foram calculadas usando uma superfície de transferência de calor extremamente compacta, o que permitiu calcular um recuperador também compacto.

Foi possível observar que pequenas mudanças na geometria da superfície podem resultar em grandes modificações das dimensões da matriz do recuperador. Outros parâmetros geométricos podem também ser variados com o intuito de otimizar o projeto. Para isso, o software CFX se mostra uma ferramenta de extrema importância, pois ele é capaz de prever com bastante precisão as condições de escoamento e transferência de calor dentro dos canais formados por essas superfícies.

Capítulo 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo principal desenvolver o projeto da matriz de um recuperador para uma microturbina a gás regenerativa de 600 kW, considerando a utilização de gás natural e *syngas*. Para tanto, foi necessário analisar as características térmicas e hidráulicas do escoamento dentro dos canais da matriz, o que foi feito através de simulações numéricas usando o software CFX.

Os canais da matriz do recuperador são formados por superfícies de transferência de calor, que apresentam geometrias complexas, o que possibilita que a transferência de calor seja mais efetiva e que o recuperador seja mais compacto. As características térmicas dessas superfícies, em especial, o coeficiente global de transferência de calor, dependem dos parâmetros geométricos das superfícies. A variação de qualquer dos parâmetros geométricos da superfície dá origem a uma nova superfície, com características térmicas e hidráulicas diferentes.

No presente trabalho, primeiramente, foi realizado um projeto preliminar da matriz usando superfícies de transferência de calor, cujos coeficientes de transferência de calor estão disponíveis na literatura. Para algumas dessas superfícies, os coeficientes de transferência de calor foram obtidos experimentalmente e, para outras, foram obtidas através de simulações

numéricas. Dessa parte do trabalho concluiu-se que, dentre as superfícies inicialmente estudadas, as superfícies CC2.2-75 e a CC2.2-60 são as que possibilitam a construção de matrizes de menor volume e menor área de escoamento e que as superfícies do tipo *Corrugated Undulated* são as que apresentam um menor potencial de compactação, e, portanto, aumentam os custos do projeto. Além disso, notou-se que o projeto da matriz do recuperador apresentou um comprimento muito menor do que sua largura. Isso ocorreu porque a perda de carga máxima foi definida em 3%, um valor relativamente, pequeno. Portanto, o comprimento também deveria ser pequeno para permitir perdas de cargas tão pequenas. Por outro lado, a área frontal da matriz deve ser grande para comportar a entrada da vazão em massa, que é proporcional à potência da turbina.

A influência do tipo de combustível utilizado na microturbina sobre o projeto do trocador de calor também foi analisado para duas superfícies, CC2.2-60 e CC2.2-75, usando dois combustíveis: gás natural e *syngas*. O *syngas* possui um poder calorífico inferior menor do que o gás natural, e por isso, sua vazão em massa é muito maior do que a do gás natural. Essas variações alteram significativamente o desempenho e o comportamento da turbina a gás. Algumas dessas alterações dizem respeito à vazão de ar e dos gases de exaustão, bem como à mudança da composição química desses gases. Essas mudanças, por sua vez, influenciam no projeto de recuperadores das microturbinas. Sobre essas análises, concluiu-se que houve uma redução na perda de carga na matriz quando o *syngas* foi usado como combustível, em relação ao uso do gás natural, para as superfícies estudadas. O volume da matriz foi reduzido em torno de 40% quando se usou o *syngas* para as duas superfícies usadas, o que se deve, provavelmente, às maiores temperaturas de operação, quando o combustível usado é a biomassa, fazendo com que a área total de transferência de calor necessária seja menor, o que reduziria o volume da matriz. Observou-se também uma redução na largura e no comprimento da matriz quando *syngas* foi usado. A redução na largura ocorreu devido à diminuição na vazão de ar e de combustível, o que fez com que a área frontal necessária diminuísse proporcionalmente. E o comprimento diminuiu devido à grande redução do volume. Independente do combustível, o aumento do número de Reynolds conduziu a um aumento no comprimento e uma redução na largura da matriz, o que ocorreu porque o aumento do Re significa um aumento na velocidade; como as vazões de ar e de combustível se mantiveram, a área frontal diminuiu, reduzindo a largura da matriz. O custo da matriz, quando se utilizou o *syngas* foi menor do que quando se usou o gás natural, pois o peso e o volume da matriz são menores nessa condição. Por fim, concluiu-se que, para as condições analisadas nesse trabalho, o uso do *syngas* levou a um aumento não muito significativo no coeficiente global de transferência de calor.

Para que as análises realizadas com o software CFX fossem confiáveis foi necessário realizar uma validação, comparando resultados obtidos na simulação com dados experimentais. Portanto, uma validação foi realizada, usando resultados experimentais publicados na literatura. Stasiak et al. (1996) realizaram testes experimentais de escoamento e de transferência de calor em uma geometria *Cross-Corrugated* representativa de trocadores de calor compactos e obtiveram o número de Nusselt e o fator de atrito para vários números de Reynolds. Esses dados foram usados na validação. Com isso, foi possível concluir, primeiramente, que é necessário refinar as malhas na região das corrugações, principalmente onde as superfícies se tocam, pois é nessa região que a geometria se torna mais complexa e mais difícil de ser modelada. Foram testados três tamanhos de malhas e aquele que proporcionou uma menor diferença entre os resultados obtidos pelas simulações e experimentalmente foi o de 4 mm de comprimento do maior lado do elemento na malha de volume global das partes não refinadas e 2 mm de comprimento do maior lado do elemento na malha do topo das corrugações (refinada). Essa foi a malha escolhida para as demais simulações. Concluiu-se também que o modelo de transferência de calor mais adequado para as simulações realizadas nesse trabalho é o “Total Energy”, pois apresentou menor desvio nos resultados e considera os efeitos cinéticos.

Além disso, verificou-se que as superfícies de transferência de calor do tipo *Cross-Corrugated*, estudadas nesse trabalho, proporcionam maior transferência de calor porque a geometria formada nos vales e nos topos das corrugações promovem maiores velocidades no escoamento, formando recirculações nessas regiões, o que, por sua vez, beneficia o transporte de energia.

Com a validação foi possível concluir que os valores de número de Nusselt médio e de fator de atrito médio obtidos pela simulação apresentaram desvios aceitáveis em relação aos obtidos experimentalmente, permitindo que o software CFX seja usado para prever as condições de transferência de calor e perda de carga de superfícies do tipo *Cross-Corrugated*.

No projeto da matriz do recuperador, a geometria da superfície CC2.2-75 foi escolhida devido às suas características de compactação, baixo custo e transferência de calor, permitindo obter baixas perdas de carga. Com o objetivo de obter melhorias no projeto da matriz, variações na geometria da superfície CC2.2-75, usando dois ângulos diferentes entre as direções das corrugações, foram realizadas. Com isso foi possível observar que as dimensões da superfície CC2.2-75 e de suas variações são muito reduzidas e o ângulo entre as direções das corrugações fazem com que a geometria se torne ainda mais complexa e difícil de ser modelada.

Concluiu-se que houve uma grande redução do número de Nusselt médio para a superfície CC2.2-30 e um aumento deste parâmetro para a superfície CC2.2-85 em relação à superfície CC2.2-75. Também no caso das novas superfícies, verificou-se que o grande aumento na magnitude da velocidade nas regiões dos topos e dos vales no canal formado pela superfície CC2.2-85 promoveu recirculações nessa região, favorecendo a transferência de calor e, portanto, aumentando o Nu em relação a superfície CC2.2-75. Já no caso da superfície CC2.2-30, apesar da magnitude da velocidade nas regiões dos topos e dos vales no canal formado pela superfície CC2.2-30 ser maior do que no canal formado pela superfície CC2.2-75, houve uma redução do Nu, causada pela redução da área de transferência de calor, devido à redução do ângulo entre as corrugações.

O uso da superfície CC2.2-85, assim como o uso da CC2.2-75, permitiu que a diferença de temperatura no canal fosse diminuindo gradualmente ao longo do escoamento, caracterizando uma eficiente troca de calor. O uso da superfície CC2.2-30 fez com que fosse mantida uma grande diferença de temperatura ao longo do escoamento, o que caracteriza uma troca de calor ineficiente. Notou-se também que o comportamento do escoamento observado nas simulações das superfícies em questão se repetiu para todos os Re analisados e não variou muito entre os planos longitudinais do canal.

Para verificar as conseqüências das variações na geometria da superfície CC2.2-75 sobre o projeto dimensional do recuperador, as superfícies variadas foram usadas para o projeto do mesmo. Com isso, concluiu-se que, devido aos valores de fator de atrito muito menores na superfície CC2.2-30 do que na CC2.2-75, as velocidades do escoamento, quando se usa a superfície CC2.2-30, podem ser maiores, mantendo ainda uma perda de carga admissível. Além disso, notou-se que o projeto da matriz do recuperador usando a superfície CC2.2-85 é mais compacto e, portanto, de custos mais baixos do que o projeto da matriz usando as superfícies CC2.2-30 e CC2.2-75. O aumento do ângulo entre as corrugações de 75° para 85° tornou a superfície mais compacta e as suas características de transferência de calor e de escoamento ficaram melhores.

Portanto, pode-se concluir que, para as condições analisadas nesse trabalho, a superfície de transferência de calor mais adequada para o projeto final da matriz do recuperador da microturbina de 600 kW é a superfície CC2.2-85.

Por fim, o programa em Fortran, no qual se implementou uma metodologia de projeto de recuperadores compactos para microturbinas a gás, em regime permanente e em condições nominais de operação, utilizando gás natural e *syngas* como combustíveis, se mostrou uma ferramenta eficiente e extremamente útil para o projeto de recuperadores compactos para microturbinas a gás regenerativas.

7.2 CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO

A partir do desenvolvimento do presente trabalho as seguintes contribuições são apresentadas:

- Desenvolvimento de uma metodologia para projeto de matrizes de recuperadores compactos para microturbinas a gás regenerativas, usando superfícies de transferência de calor compactas, de alta eficiência de troca de calor e, relativamente, baixa perda de carga;
- Análise das características térmicas e hidráulicas de superfícies de transferência de calor não disponíveis na literatura, através de simulações numéricas, usando o software CFX;
- Análise da influência do uso dos combustíveis gás natural e *syngas* sobre o projeto do recuperador;
- Verificação de que o CFD é uma ferramenta adequada para o estudo e o desenvolvimento de recuperadores compactos de superfícies complexas.

7.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Algumas sugestões para continuação deste trabalho são:

- Estudo da variação dos outros parâmetros geométricos da superfície CC2.2-75;
- Utilização de um método de otimização em conjunto com o software CFX para encontrar um conjunto de parâmetros que otimize o projeto da matriz levando em consideração a geometria e as características térmicas e hidráulicas das superfícies;
- Realização de um trabalho experimental;
- Análise, teórica e experimental, de tensões e deformações em recuperadores compactos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CARLUCCIO, E., STARACE, G., FICARELLA, A., LAFORGIA, D., (2005). “Numerical Analysis of a Cross-Flow Compact Heat Exchanger For Vehicle Applications”. *Applied Thermal Engineering*, v 25, n 13, pp 1995-2013.

CIOFALO, M., Collins, M.W. and STASIEK, J.A., (1998). “Flow and Heat Transfer Predictions in Flow Passages of Air Preheaters: Assessment of Alternative Modeling Approaches”, *Computer Simulations in Compact Heat Exchangers*, B. Sundén and Faghri, *Computational Mechanics Publications*.

Chemical Engineering Reseach Information Center disponível em: www.cheric.org, acesso em: 01/01/2009.

CONSULTANT, W. I., C., (2003). ”Laminar Flow Theory as a Guide to Compact Recuperator Design”. *Anais do ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea and air*, Atlanta, Georgia, USA, Jun 2003.

CROCE, G., BEAUGENDRE, H., G., HABASHI, W., G., (2002). “Numerical Simulation of Heat Transfer In Mist Flow”. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, v 42, n 1-2.

DAY, J. P., (1994). “A rotary heat exchanger for automotive and other ground based gas turbines”, ASME Paper 94-GT-124.

FAULKNER, F. E., (2001). “Modular Recuperator Design for Small Gas Turbines”, SAE International, Paper nº 2001-01-2543.

HESSELGREAVES, J. E., (2001). Compact Heat Exchangers Selection, Design and Operation, Publisher Pergamon, ISBN 10: 0080428398 / 0-08-042839-8, ISBN 13: 780080428390.

- HRYNISZAK, W., (1958).** Heat Exchangers-Applications to Gas Turbines Butterworths, London.
- INCROPERA, F.P. and DeWITT, D.P., (2002).** *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*, Ed. John Wiley & Sons.
- JUNG, D. and ASSANIS, D. N., (2006).** “Numerical Modelling of Cross Flow Compact Heat Exchanger With Louvered Fins Using Thermal Resistance Concept”. Disponível em: http://me.engin.umich.edu/autolab/Publications/P2006_10.htm.
- KANARIS, A. G., MOUZA, A. A. and PARAS, S. V., (2005).** “Flow and Heat Transfer in Narrow Channels With Corrugated Walls: A CFD Code Application”. *Chemical Engineering Research and Design*, v 83, n A5, pp. 460-468.
- KANG, Y. and McKEIRNAN, R., (2003).** ”Annular Recuperator Development and Performance Test for 200 kW Microturbine”. *Anais do ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea and Air*, Atlanta, Georgia, USA, Jun 2003.
- KAYS, W.M. AND LONDON, A.L., (1984).** *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Book Company, New York (Reprint Edition 1998, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida).
- LAGERSTROM , G. and XIE, M., (2002).** “High Performance & Cost Effective Recuperator for Micro-Gas Turbines”, ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam GT-2002-30402.
- LARA-CURZIO, E. et al., (2004).** “Screening and Evaluation of Materials for Microturbine Recuperators”, ASME Paper 2004-GT2004-54254.
- LEFEBVRE, A. H., (1983).** “Gas Turbine Combustion”, 1ª Edition, Mc-Grawhill Book Company, New York, USA.
- LIANG, H.X. et al, (2006).** “Genetic Algorithm Optimization for Primary Surfaces Recuperator of Microturbine”, ASME Paper 2006-GT2006-90366.

- MALISKA, C. R., (2004).** *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, Editora LTC, 2ª Ed., ISBN 9788521613961, EAN 9788521613961.
- MANZAN M., MICHELI D., PIERI S., (2006).** “Automatic integration in the design of a microturbine compact recuperator”, *Proceedings of ASME TurboExpo 2006*, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain.
- MATTHEWS, W., MORE, K. AND WALKER, L., (2009).** “Environmental Degradation and Protection of High Temperature Alloys”, *Materials Science & Technology 2009*.
- MAZIASZ, P. J., SHINGLEDECKER, J. P., PINT, B. A., EVANS, N. D., YAMAMOTO, Y., MORE, K., AND LARA-CURZIO, E., (2005).** “Overview of Creep Strength and Oxidation of Heat-Resistant Alloy Sheets and Foils for Compact Heat-Exchangers,” *ASME Paper No. 2005-GT2005-68927*.
- McDONALD, C.F., (1997).** “Ceramic heat Exchangers, the key to high efficiency in Very Small Gas Turbines”, *ASME Paper 1997-GT1997-463*.
- McDONALD, C.F., (2000).** “Low-Cost Compact Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines”, *Applied Thermal Engineering*, Vol 20, pp 471-497.
- MCDONALD, C.F., (2003).** “Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines”, *Applied Thermal Engineering*, Vol 23, pp 1463-1487.
- MICHELI, D., PEDIRODA, V. and PIERI, S., (2007).** “Multi-Objective Optimization of a Microturbine Compact Recuperator”, *ASME Paper 2007-GT2007-277636*.
- MORAN, M. J. E SHAPIRO, H. N. (2002).** *Princípios De Termodinâmica para Engenharia*. Editora LTC, 4ª Edição ISBN9788521613404, EAN 9788521613404.
- MULEY, A. and SUNDÉN, B., (2003).** “Advances in Recuperator Technology for Gas Turbine Systems”, *ASME Paper N° IMECE 2003-43294*, ASME, New York, NY.

- NAKONIECZNY, K., (2006).** “Numerical Modelling of Cross-Flow Plate-Fin Air-to-Air Heat Exchanger Under Unsteady Flow Conditions”. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, v 49, n 1.
- NASCIMENTO, M. A., (2010).** (Apostila do Curso Cogeração e Geração Distribuída da FUPAI – Parte: Turbinas a Gás).
- OMATETE, O. O., MAZIASZ, P. J., PINT, B. A. AND STINTON, D. P.,(2000).** “Assessment of Recuperator Materials for Microturbines”, U.S. Department of Energy Assistant Secretary for Energy Efficiency and Renewable Energy Office of Power Technologies, ORNL/TM-2000/304.
- ÖZISIK, M. N., (1990).** Transferência de calor – um texto básico, Editora Guanabara Koogan, Rio de Janeiro.
- PATANKAR, S. V., (1980).** Numerical heat transfer and fluid flow. New York: Hemisphere, 197p.
- PARAS, S.V., KANARIS, A.G., MOUZA, A.A. AND KARABELAS A.J., (2002).** “CFD Code Application to Flow Through Narrow Channels With Corrugated Walls”, Chisa 2002, 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, Prague Aug. 2002.
- RAKOWSKI, J.M. and STINNER, C.P., (2004).** “The use and Performance of Oxidation and Creep-Resistant Stainless Steels in an Exhaust Gas Primary Surface Recuperator Application”, ASME Paper 2004-GT2007-53917.
- SANDERS, R., (1998).** “What Is So Attractive About Microturbines, EGSA”, *Powerline Magazine Online*, nov/dec.
- SAITO, M. B., (2002).** *Análise Paramétrica de Um Trocador de Calor Através da Simulação Numérica*, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 134p.
- SAYAMA, J. AND MORISHITA, T. (1992),** “Development of a regenerator for an automotive gas turbine engine”, ASME Paper 92-GT-27.

- SHAH, R.K., (2005).** “Compact Heat Exchangers for Microturbines”. *Micro Gas Turbines*, pp. 2-1 – 2-18.
- STASIEK, J.A., CIOFALO, M. and CHEW, P.E, (1996).** “Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-I. Experimental Results”, *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol 39, No. 1, pp 149-164.
- STASIEK, J.A., (1998).** “Experimental Studies of Heat Transfer and Fluid Flow Across Corrugated-Undulated Heat Exchanger Surfaces”, *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol 39, No. 1, pp 149-164.
- SAVOSTIN, A.F. and TIKHONOV, A.M., (1970)** “Investigation of the Characteristics of Plate-Type Heating Surfaces”, *Teploenerg.*, Vol 17, No. 9, pp 75-78.
- TAKASE, K., FURUKAWA, H. AND NAKANO, K., (2002).** “A Preliminary Study of an Inter-Cooled and Recuperative Microgasturbine Below 300 kW,” ASME paper GT-2002-30403.
- TRAVERSO, A. and MASSARDO, A.F., (2005).** “Optimal Design of Compact Recuperators for Microturbine Application”, *Applied Thermal Engineering*, Vol 25, pp 2054-2071.
- UTRIAINEN, E., (2001).** “Investigation of some heat transfer surfaces for gas turbine Recuperators”, Ph.D thesis, Lund University, Sweden.
- UTRIAINEN, E. and SUNDÉN, B., (2002).** “Evaluation of the Cross Corrugated and Some Other Candidate Heat Transfer Surfaces for Microturbine Recuperators”, *Transactions of the ASME*, Vol 124, July 2002, pp 5501-560.
- VICK, M. J., ANDREW HEYES, A. AND PULLEN, K., (2010).** “Design Overview of a Three Kilowatt Recuperated Ceramic Turboshaft Engine”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, September 2010, Vol 132, Issue 9, 092301 (9 pages) doi:10.1115/1.4000585.
- ZHANG, Z. AND LI, Y., (2003).** “CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers”, *Cryogenics*, Vol 43, Issue 12, December 2003, Pages 673-678.

WATTS, J. H., (1999). “Microturbines: a new class of gas turbine engine”, *Global Gas turbine News*, ASME-IGTI, Vol. 39, N° 1, pp. 4-8, Atlanta, USA.

WILCOX, D.C., (1998). “Turbulence modeling for CFD”, DCW Industries, Inc., La Canada, California.

WILSON, D. G. AND BALLOU, J. M., (2006). “Design and Performance of a High-Temperature Regenerator Having Very High Effectiveness, Low Leakage and Negligible Seal Wear”, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air (GT2006) May 8–11, 2006 , Barcelona, Spain, Paper no. GT2006-90095 pp. 183-190 (8 pages) doi:10.1115/GT2006-90095.

WILSON, D. G., (2003). “Improved regenerative heat exchangers for microturbines”, ASME Paper GT2003-38871.

WILSON, D.G., (2007). “Investigation Into the Use of Ceramic-Honeycomb Rotary Regenerators for Solar Brayton Cycles”, ASME Paper 2007-GT2007-27216.

YAKINTHOS, K., MISSIRLIS, D., PALIKARAS, A., STORM, P., SIMION, P. and GOULAS, A., (2006). “Optimization of the Design of Recuperative Heat Exchangers in the Exhaust Nozzle of an Aero Engine” *Applied Mathematical Modelling*, v 50, n 4.

Apêndice A

TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para melhor entendimento das análises realizadas e das considerações assumidas neste trabalho, o Apêndice A aborda sucintamente as formas clássicas de transferência de calor. Como fontes de pesquisa foram usados os clássicos Ozisik (1990) e Incropera e DeWitt (2002). Maiores detalhes podem ser obtidos nesta bibliografia.

A.1 INTRODUÇÃO

A ciência da termodinâmica trata das relações entre calor e outras formas de energia, baseada nas propriedades, enquanto a ciência da transferência de calor se refere à análise da taxa de transferência de calor em um sistema.

Uma vez conhecida a distribuição de temperatura em um sistema, a grandeza de interesse prático, o fluxo de calor, que é a quantidade de calor transferida por unidade de área por unidade de tempo, é facilmente determinada a partir da lei que relaciona o fluxo de calor ao gradiente de temperatura.

Três modos distintos de transferência de calor são usualmente considerados nos estudos de transferência de calor: Convecção, Condução e Radiação. Nas situações práticas esses modos de transferência de calor se misturam. No entanto, para simplificar as análises, geralmente, é considerado que apenas um modo de transferência de calor existe em um

determinado problema. No caso da análise em trocadores de calor para microturbinas, analisa-se apenas a convecção.

A.2 CONVECÇÃO

Se um fluido escoar sobre um corpo sólido ou dentro de um canal, e se as temperaturas do fluido e da superfície sólida forem diferentes, haverá transferência de calor entre o fluido e a superfície sólida em consequência do movimento do fluido em relação à superfície. Este mecanismo de transferência de calor chama-se convecção. Se o movimento do fluido for induzido artificialmente por uma bomba ou ventilador, por exemplo, a convecção será forçada. Se o movimento do fluido resultar dos efeitos da ascensão provocada pela diferença de densidade devido à diferença de temperatura no fluido, a convecção será livre ou natural.

A análise da convecção é complicada, pois o movimento do fluido afeta a perda de carga, a força de arraste e a transferência de calor. Para determinar a força de arraste, ou a perda de carga, deve ser conhecido o campo de velocidades nas vizinhanças imediatas da superfície. Para determinar a transferência convectiva de calor também é necessária a distribuição de velocidades no escoamento do fluido, porque a velocidade participa da equação da energia; a solução da equação da energia determina a distribuição de temperaturas no campo do escoamento.

Nas aplicações de engenharia, para simplificar os cálculos da transferência de calor entre uma superfície quente a T_w e um fluido que está fluindo sobre ela a uma temperatura T_f , define-se um coeficiente de transferência de calor, h , como na Equação (A.1). Nesta, q é o fluxo de calor da parede quente para o fluido frio.

$$q = h(T_w - T_f) \quad (\text{A.1})$$

Por outro lado, na transferência de calor do fluido quente para a parede fria, a Equação (A.1) é escrita como na Equação (A.2). Nesse caso, q representa o fluxo de calor do fluido para a parede fria.

$$q = h(T_f - T_w) \quad (\text{A.2})$$

O coeficiente de transferência de calor h varia com o tipo de escoamento, isto é, laminar ou turbulento, com a geometria do corpo e a área de escoamento, com as propriedades físicas do fluido, com a temperatura média e com a posição ao longo da superfície do corpo. Além de depender do mecanismo de transferência de calor (convecção forçada ou livre). Quando h varia com a posição ao longo da superfície do corpo, é conveniente considerar, nas aplicações de engenharia, o seu valor médio h_m sobre a superfície, em vez de seu valor local h .

O coeficiente de transferência de calor pode ser determinado analiticamente nos corpos que têm uma geometria simples, como uma placa lisa, ou o interior de um tubo circular. No escoamento sobre corpos com configurações complexas, utiliza-se método experimental ou de análise numérica para determinar o h .

No estudo da convecção mostra que, quando as partículas do fluido entram em contato com a superfície, elas passam a ter velocidade zero. Essas partículas então agem para retardar o movimento das partículas da camada de fluido adjacente, que agem para retardar o movimento da próxima camada e assim sucessivamente até uma distância tal, onde o efeito se torna desprezível e onde se inicia a corrente livre (atrito desprezível). Esse retardo do movimento do fluido é associado às tensões cisalhantes, que agem em planos paralelos à velocidade do fluido. A camada onde ocorre esse efeito é chamada de *Camada limite*. A Figura A.1 mostra o desenvolvimento da camada limite em placa plana onde as camadas, laminar e turbulenta, são visualizadas.

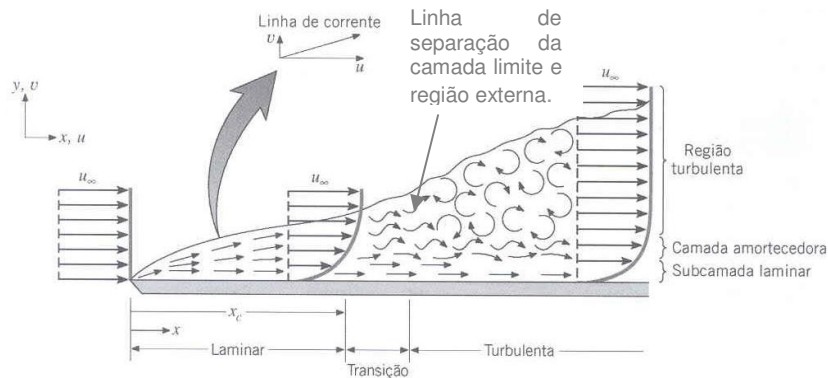


Figura A.1 – Desenvolvimento da camada limite em placa plana

Como pode ser observado na Figura A.1, o escoamento é caracterizado por duas regiões distintas, uma camada fina de fluido (a camada limite), na qual os gradientes de velocidade e as tensões cisalhantes são elevados e uma região externa à camada limite na qual os gradientes de velocidade e as tensões cisalhantes são desprezíveis. A camada limite como aqui definida, se desenvolve sempre que há escoamento de um fluido sobre uma superfície e é

chamada de *camada limite fluidodinâmica*. Em mecânica dos fluidos, seu significado resulta da sua relação com a tensão cisalhante superficial, ou seja, dos efeitos de atrito na superfície.

Analogamente à camada limite fluidodinâmica, é possível definir a chamada *camada limite térmica* que se desenvolve quando as temperaturas do fluido na corrente livre e da superfície são diferentes. Nesse caso, quando as partículas do fluido entram em contato com a placa alcançam o equilíbrio térmico na temperatura da superfície da placa. Por sua vez, essas partículas trocam energia com aquelas na camada de fluido adjacente, e desenvolvem-se gradientes de temperatura no fluido. A região do fluido na qual esses gradientes de temperatura existem é a *camada limite térmica*.

Para o estudo das taxas de transferência de calor por convecção e do atrito superficial é muito importante determinar se a camada limite é laminar ou turbulenta. Existem diferenças significativas entre as condições de escoamento laminar e turbulento. Na camada limite laminar, o movimento do fluido é altamente ordenado e é possível identificar linhas de corrente ao longo das quais as partículas se movem. Por outro lado, o movimento do fluido, na camada limite turbulenta é altamente irregular e é caracterizado por flutuações de velocidade. Essas flutuações aumentam a transferência de momento, energia e de espécie e, assim sendo, aumentam o atrito superficial e as taxas de transferência por convecção. A mistura de fluidos resultante das flutuações faz com que a espessura da camada limite turbulenta seja maior tenha mais planos do que no escoamento laminar.

O movimento de um fluido no qual coexistem gradientes de velocidade e temperatura deve estar de acordo com as diversas leis da natureza. Em particular, em cada ponto do fluido, a conservação de massa, energia e espécie química, além da segunda lei de Newton do movimento, devem ser satisfeitas. Para facilitar a obtenção de resultados, as equações obtidas com aplicação dessas leis podem ser normalizadas utilizando a definição de parâmetros de similaridade. Os parâmetros de similaridade são importantes porque eles permitem que os resultados obtidos para uma superfície que experimente uma série de condições sejam aplicados para superfícies geometricamente similares, mas que experimentam condições totalmente diferentes. Alguns parâmetros adimensionais importantes são apresentados a seguir.

O número de Reynolds, Equação A.3, determina as condições do escoamento, pois representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. Esse resultado implica que as forças viscosas são dominantes nos número de Reynolds pequenos, e as forças de inércia são dominantes nos números de Reynolds grandes.

$$Re = \frac{VL}{\nu} = \frac{V^2 / L}{\nu V / L^2} = \frac{\text{força de inércia}}{\text{força viscosa}} \quad (\text{A.3})$$

onde Re é o número de Reynolds, V é a velocidade do fluido, L é o tamanho do fluido (comprimento característico) e ν é a viscosidade cinemática do fluido.

O número de Prandtl é definido na Equação A.4. Esse número adimensional fornece uma medida da efetividade relativa do momento e o transporte de energia por difusão nas camadas limites de velocidade e térmica, respectivamente.

$$Pr \equiv k \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\mu / \rho}{k / (\rho c_p)} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{difusividade molecular do momento}}{\text{difusividade molecular do calor}} \quad (\text{A.4})$$

onde Pr é o número de Prandtl, μ é a viscosidade dinâmica, k é a condutividade térmica, ρ é a massa específica e c_p é o calor específico a pressão constante do fluido. Esse número representa a importância do transporte de momento e energia pelo processo de difusão.

O número de Nusselt, Equação A.5, é definido em termos da condutividade térmica do fluido.

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T / L} \quad (\text{A.5})$$

onde Nu é o número de Nusselt, ΔT é a diferença de temperatura de referência, entre a superfície da parede e a temperatura do fluido. O número de Nusselt pode ser interpretado como a razão entre transferência de calor por convecção e por condução através de uma camada do fluido de espessura L .

O número de Stanton é o número de Nusselt modificado. O numerador representa o fluxo de calor para o fluido, e o denominador representa a capacidade de transferência de calor do escoamento do fluido. A Equação A.6 define o número de Stanton.

$$St \equiv \frac{h}{\rho c_p V} = \frac{h\Delta T}{\rho c_p V \Delta T} \quad (\text{A.6})$$

onde St é o número de Stanton.

No estudo convencional de transferência de calor por convecção, os problemas do cálculo das taxas de transferência de calor a partir de superfície no escoamento externo e interno são apresentados detalhadamente. Falando sucintamente sobre esses assuntos, no caso do escoamento externo, as camadas limites de contorno desenvolvem-se livremente, sem restrições impostas pelas superfícies adjacentes. Assim sendo, sempre existirá uma região do escoamento fora da camada limite na qual os gradientes de velocidade e temperatura são desprezíveis. Exemplos incluem o movimento do fluido sobre uma placa plana e escoamento sobre superfícies curvas tais como uma esfera ou um cilindro. Contrariamente, o escoamento interno é aquele, no qual o fluido é confinado por uma superfície, como no escoamento em um tubo. Assim sendo, a camada limite não pode se desenvolver sem estar sendo eventualmente restringida. A configuração do escoamento interno representa uma geometria conveniente para o aquecimento e o resfriamento de fluidos utilizados em processamentos químicos e em tecnologias de conversão de energia.

A.3 CONDUÇÃO

Condução é o modo de transferência de calor em que a troca de energia tem lugar da região de alta temperatura para a de baixa temperatura pelo movimento cinético ou pelo impacto direto de moléculas, no caso de fluidos em repouso, e pelo movimento de elétrons, no caso de metais. Num sólido que seja bom condutor elétrico, um grande número de elétrons livres se move através de rede; por isso, materiais bons condutores de eletricidade são geralmente bons condutores de calor.

Na lei empírica da condução de calor, a Lei de Fourier, a taxa do fluxo de calor por condução, em uma dada direção, é proporcional à área normal à direção do fluxo (A) e ao gradiente de temperatura naquela direção. Com o fluxo de calor na direção x , por exemplo, a Lei de Fourier será dada pelas Equações (A.7) e (A.8), que fornecem respectivamente a taxa e o fluxo de calor no sentido positivo dos x .

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \tag{A.7}$$

onde k é a condutividade térmica do fluido.

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (\text{A.8})$$

A.3 RADIAÇÃO

Todos os corpos emitem continuamente energia em virtude da sua temperatura; a energia assim emitida é a radiação térmica. A energia de radiação emitida por um corpo é transmitida no espaço em forma de ondas eletromagnéticas, de acordo com a clássica teoria eletromagnética de Maxwell; ou de forma de fótons discretos, conforme a hipótese de Planck.

Emissão de Radiação:

O fluxo máximo de radiação emitido por um corpo à temperatura T é dado pela lei de Stefan-Boltzmann, Equação (A.9).

$$Eb = \sigma T^4 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (\text{A.9})$$

onde T é a temperatura absoluta em K, σ é a constante de Stefan-Boltzmann [$\sigma=5,6697 \times 10^{-8}$ W/(m²K⁴)], e E_b é a emitância do corpo negro.

Somente um radiador ideal, o chamado corpo negro, pode emitir radiação de acordo com a Equação (3.3). O fluxo de radiação emitido por um corpo real a uma temperatura absoluta T é sempre menor do que a emitância do corpo negro E_b e é dado pela Equação (A.10).

$$q = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{A.10})$$

onde a emissividade ε fica entre zero e a unidade; em todos os corpos reais, é sempre menor que a unidade.

Absorção de Radiação:

O fluxo de radiação q_{inc} que incide num corpo negro é completamente absorvido por ele. Entretanto, se o fluxo de radiação q_{inc} incide sobre um corpo real, a energia absorvida q_{abs} pelo corpo é dada pela Equação (A.11).

$$q_{abs} = \alpha q_{inc} \quad (A.11)$$

onde α é o poder de absorção e está compreendido entre zero e a unidade. Em todos os corpos reais, α é sempre menor que um.

O poder de absorção α de um corpo é geralmente diferente de sua emissividade ε . Porém, em muitas aplicações práticas, admite-se que α é igual a ε para simplificar a análise.

Troca de Radiação:

Quando dois corpos, em temperaturas diferentes, “veem-se” um ao outro, há entre eles uma permuta de calor por radiação. Se o meio intermediário estiver preenchido por uma substância transparente à radiação como o ar, a radiação emitida por um dos corpos atravessa o meio sem nenhuma atenuação e atinge o outro corpo, e vice-versa. Assim, o corpo quente experimenta uma perda líquida de calor, e o corpo frio, um ganho líquido de calor, em virtude da permuta da radiação térmica. A análise da troca de calor radiante entre superfícies é um assunto complexo e deve ser examinado com mais atenção, quando necessário.